

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОРОДСКОГО ХОЗЯЙСТВА имени А. Н. БЕКЕТОВА**

В. Г. Котух, Е. Н. Палеева

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

*(для студентов 2 курса дневной и заочной форм обучения
образовательно-квалификационного уровня «бакалавр»
специальности 185 – Нефтегазовая инженерия и технологии)*

**Харьков
ХНУГХ им. А. Н. Бекетова
2018**

Котух В. Г. Теория механизмов и машин : конспект лекций для студентов 2 курса дневной и заочной форм обучения образовательно-квалификационного уровня «бакалавр» специальности 185 – Нефтегазовая инженерия и технологии / В. Г. Котух, Е. Н. Палеева ; Харьков. нац. ун-т гор. хоз-ва им. А. Н. Бекетова. – Харьков : ХНУГХ им. А. Н. Бекетова, 2018. – 181 с.

Авторы:

канд. техн. наук, доц. В. Г. Котух,
ассист. Е. Н. Палеева

Рецензент:

И. И. Капцов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой эксплуатации газовых и тепловых систем (Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А. Н. Бекетова)

Рекомендовано кафедрой эксплуатации газовых и тепловых систем, протокол № 8 от 30 августа 2018 г.

Конспект лекций составлен с целью оказания помощи студентам специальности 185 – Нефтегазовая инженерия и технологии при подготовке к занятиям, зачетам и экзаменам по курсу «Теория механизмов и машин».

© В. Г. Котух, Е. Н. Палеева, 2018

© ХНУГХ им. А. Н. Бекетова, 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ОСНОВНЫЕ ИСТОРИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИКЕ И ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ	7
1.1 Краткие исторические сведения о развитии прикладной механики	7
1.2 Машины, машинные агрегаты, механизмы, механические приспособления, приборы и аппараты	8
1.3 Основные характеристики и параметры машин и механизмов	12
1.4 О построении расчетных моделей (схем)	13
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЦЕПИ	15
3 УСЛОВНЫЕ ИЗОБРАЖЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР	25
3.1 Схематические изображения кинематических пар	25
3.2 Кинематические цепи	29
3.3 Механизм и его кинематическая схема	30
4 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	33
4.1 Классификация сил, действующих в машинном агрегате	33
4.2 Учет действия сил инерции	36
5 ТРЕНИЕ В МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ	44
5.1 Виды трения	44
5.2 Трение скольжения несмазанных тел	46
6 К ВОПРОСУ О ТРЕНИИ В ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ	51
6.1 Трение в поступательной кинематической паре	51
6.2 Трение в винтовой кинематической паре	61
7 К ВОПРОСУ О ТРЕНИИ ВО ВРАЩАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ	64
7.1 Трение по вращательной кинематической паре	64
7.2 Трение скольжения смазанных тел	67
7.3 Трение качения и трение скольжения в высших парах	69
7.4 Трение в передачах с фрикционными колесами	73
8 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ	76
8.1 Типы и структура плоских и пространственных кулачковых механизмов	76
8.2 Порядок проектирования кулачкового механизма	80
8.3 Определение основных размеров кулачковых механизмов с роликовыми толкателями на основе динамических усилий	84

9 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ	88
10 ЦИКЛОГРАММЫ МЕХАНИЗМОВ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ МАШИН	95
10.1 Цикл, интервал цикла и периодичность технологического процесса, выполняемого производственными машинами	95
10.2 Построение циклограмм	100
11 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	105
11.1 Режимы движения механизмов	105
11.2 Механический коэффициент полезного действия	110
12 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	116
12.1 Основные задачи	116
12.2 Задачи силового расчета механизмов	117
12.3 Силы, действующие на звенья механизма	119
12.4 Силы движущие и силы производственных сопротивлений	120
13 НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	125
13.1 Общая постановка задачи	125
13.2 Средняя скорость машины и ее коэффициент неравномерности	126
13.3 Введение в теорию регулирования	132
14 МОЩНОСТЬ ПРИВОДА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ	138
14.1 Работоспособность машины и эффективность использования энергии	138
14.2 Последовательные соединения элементов или машин	139
14.3 Параллельное соединение элементов и машин	140
14.4 Сложное соединение элементов или машин	141
14.5 Приведение масс и моментов инерции, параметров упругости и диссипации энергии звеньев машин	141
14.6 Приведение масс и моментов инерции звеньев	142
14.7 Приведение параметров упругости звеньев (связей)	143
14.8 Приведение параметров диссипации энергии звеньев	147
15 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН-АВТОМАТОВ. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ	150
15.1 Системы управления машин-автоматов	150
15.2 Системы управления по перемещениям. Управление от копиров	150
15.3 Следящий привод	151
15.4 Числовое программное управление	152
15.5 Системы управления по параметру времени	152

15.6 Кулачковый распределительный вал	153
15.7 Кулачковый командоаппарат.....	153
15.8 Элементы теории надежности	154
15.9 Составляющие надежности.....	155
15.10 Машина-автомат, робот, автооператор и манипулятор, их определение и классификация	156
15.11 Захватные устройства промышленных роботов.....	158
16 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	160
16.1 Регистрация перемещений звеньев	161
16.2 Измерения и записи скоростей	167
16.3 Измерение и запись ускорений.....	172
16.4 Измерение сил и моментов сил	176
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	181

ВВЕДЕНИЕ

Сейчас, как и прежде, перед учеными, инженерами и конструкторами стоят задачи дальнейшего совершенствования всех видов современной техники, и в первую очередь создание новых высокопроизводительных машин и систем машин, освобождающих человека от трудоемких и утомительных процессов.

Теория механизмов и машин как наука дает общие методы построения наиболее совершенных, высокоэкономичных и надежных машин, в том числе и для нефтегазовой отрасли.

Теория механизмов и машин – наука, изучающая общие законы и принципы построения машин, позволяющая выполнить первый этап проектирования конструкций, сооружений, систем машин и механизмов на основе разработанных ею методов.

В теории механизмов и машин изучаются свойства отдельных типовых механизмов, широко применяемых в самых различных машинах, приборах и устройствах. При этом анализ и синтез механизмов осуществляется независимо от его конкретного назначения, т. е. однотипные механизмы (рычажные, кулачковые, зубчатые и др.) исследуются одними и теми же приемами для двигателей, насосов, компрессоров и других типов машин.

В основе теории механизмов и машин лежат методы математического анализа, векторной и линейной алгебры, дифференциальной геометрии и других разделов математики, теоремы и положения теоретической механики.

1 ОСНОВНЫЕ ИСТОРИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИКЕ И ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ

Механикой называют область науки, цель которой – изучение движения и напряженного состояния элементов машин, строительных конструкций, сплошных сред и т. п. под действием приложенных к ним сил. Современное состояние этой науки достаточно полно определяется ее основными составными частями:

- общей механикой, к которой относят механику материальных точек, тел и их систем, сплошных и дискретных сред, колебания механических систем, теорию механизмов и машин и др.;
- механикой деформируемых твердых тел, к которой относят теории упругости, пластичности, ползучести, теорию стержней, ферм, оболочек и др.;
- механикой жидкости и газа с разделами газодинамика и аэродинамика, магнитная гидродинамика и др.;
- комплексными и специальными разделами механики, в частности теорией прочности конструкций и материалов, экспериментальными методами исследования свойств материалов и теорией механизмов и машин.

1.1 Краткие исторические сведения о развитии прикладной механики

Простые машины (рычаги, блоки и др.) были известны в глубокой древности. Так, например, колесо изобретено свыше четырех тысяч лет назад.

В 1724 г. по инициативе Петра I в России была основана Академия наук, деятельность которой была посвящена решению практических задач по постройке сооружений и машин, развитию отечественного кораблестроения, артиллерии и другой техники.

Значительный вклад в развитие механики в XVIII столетии внесли русские ученые и изобретатели: М. В. Ломоносов (1711–1765 гг.), разработавший конструкции машин для производства стекла и испытаний материалов, И. И. Ползунов (1728–1766 гг.) – творец паровой машины, И. П. Кулибин (1735–1818 гг.) – создатель механизмов протеза, часов-автоматов, «водохода», «самокатки» – прообраза будущих автомобилей и др.; Е. А. и М. Е. Черепановы – создатели первого в России паровоза и многие другие. В первый период существования Академии наук в Петербурге работал величайший математик и механик Л. Эйлер (1707–1783 гг.), создавший теорию плоских эвольвентных зацеплений.

К середине XIX столетия в России выросла плеяда талантливых ученых, заложивших основы современной теории машин и механизмов: акад. П. Л. Чебышев (1821–1894 гг.) – математик и механик, создатель теории наилучшего приближения функций, возникшей из задач синтеза механизмов, изобретатель арифмометра и 40 различных механизмов; акад. И. А. Вышнеградский (1831–1895 гг.) – основатель теории автоматического регулирования; проф. Н. Е. Жуковский – автор теоремы о жестком рычаге, исследования распределения нагрузки между витками резьбы. Проф. В. Л. Кирпичев (1845–1913 гг.) – автор графических методов кинематики и статики механизмов. Значительны вклады в машиноведение акад. В. П. Горячкина (1868–1935 гг.), проф. Н. И. Мерцалова (1866–1948 гг.), проф. Л. В. Ассур (1878–1920 гг.) и др.

В историю прикладной механики навсегда вписаны имена академиков А. Н. Крылова, А. А. Благонравова, И. И. Артоболевского, членов-корреспондентов АН СССР Н. М. Беляева, В. В. Добровольского и многих других.

Многочисленные коллективы ученых, продолжая славные традиции, вносят существенный вклад в развитие научных школ прикладной механики.

1.2 Машины, машинные агрегаты, механизмы, механические приспособления, приборы и аппараты

Каждая научная область отличается специфической направленностью, которая предопределяет объекты ее изучения. Для обеспечения взаимопонимания специалистов необходимо знать принятые определения объектов и принятую техническую терминологию. В технике широко применяют изменяемые, или подвижные, механические системы, разделяемые на машины, машинные агрегаты, механизмы, механические приспособления и приборы.

Машиной называют совокупность взаимосвязанных звеньев (элементов), предназначенную или для преобразования энергии, или для преобразования движения, или для накопления и переработки информации с целью повышения производительности, замены или облегчения физического и умственного труда человека.

На рисунке 1.1, а приведена конструктивная схема машинного агрегата, включающего одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания *Д*, передаточный механизм *ПМ*, рабочую машину *РМ* – генератор электрического тока и маховик, предназначенный для регулирования скорости движения рабочего вала. На рисунке 1.1, б дана принципиальная схема машинного

агрегата, включающего систему автоматического управления САУ или регулирования движения машин.

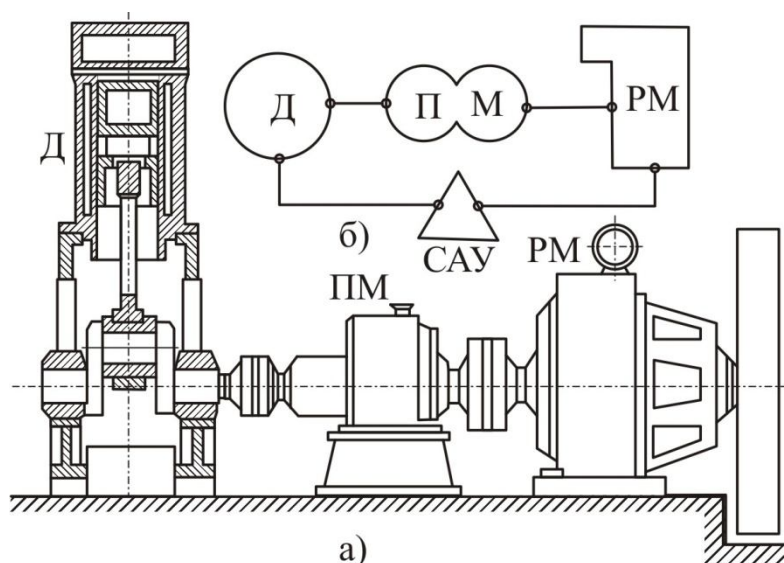


Рисунок 1.1 – Конструктивная схема машинного агрегата (а) и принципиальная схема машины с САУ (б)

Машины делят на две большие группы: машины-двигатели и рабочие машины. Машинами-двигателями называют такие машины, в которых один вид энергии (электрической, тепловой, сжатого воздуха или поднятой воды и т. п.) преобразуется в энергию движения исполнительных органов рабочих машин. К рабочим машинам относят машины, предназначенные для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, свойств, состояния, размеров и положения обрабатываемых материалов и объектов, а также для облегчения и замены его логической деятельности по выполнению расчетных операций и операций контроля и управления производственными процессами. К таким машинам относятся подъемно-транспортные, вычислительные машины, всевозможные станки для обработки материалов, устройства робототехники и др.

В зависимости от способа управления движением машин различают машины ручного управления, автоматического и полуавтоматического действия. К машинам с ручным управлением следует в первую очередь отнести те их разновидности, в которых оператор находится на соответствующем встроенном в машину рабочем месте (автомобили, тракторы, экскаваторы и т. п.) или в непосредственной близости от машины (металлорежущие станки и др.). В частности, ручное управление может быть дистанционным, при котором оператор пользуется выносным пультом управления, преимущественно кнопочным, для последовательного или одновременного включения в действие различных механизмов. В машинах полуавтоматического действия часть операций имеет ручное управление, а часть – с помощью

устройств автоматического действия. В машинах автоматического действия все операции осуществляются по заданной программе с помощью специальных устройств или современных электронных машин. В качестве примеров таких машин укажем металлорежущие станки с числовым программным управлением, а также промышленные роботы, оснащенные ЭВМ, системой датчиков для сбора и устройств для переработки информации.

Многочисленные разновидности машин отличаются осуществляемыми с их помощью производственными процессами. Их сходство определяется наличием в машинах механизмов, предназначенных для передачи и преобразования движения.

Механизмом называют совокупность взаимосвязанных звеньев, допускающую их относительное движение и предназначенную для неопределенно длительного циклического преобразования движения одного или нескольких (входных) звеньев в определенные движения остальных звеньев (выходных).

В теории механизмов звено, совершающее полнооборотное вращательное движение вокруг фиксированной оси, принято называть кривошипом; звено, совершающее неполнооборотное вращательное движение, – коромыслом; звено, участвующее в сложном движении, – шатуном (сложным называют движение, являющееся результатом сложения одновременно осуществляемых поступательного и вращательного движений); звено, совершающее возвратно-поступательное движение, – ползуном.

Циклом движения механизма называют полную совокупность последовательных однократно воспроизведенных относительных расположений звеньев механизма. Это означает, например, что за один оборот кривошипа кривошипно-ползунного механизма ползун совершит полный прямой и полный обратный ходы, т. е. один двойной ход. Нетрудно заметить, что при этом каждое из звеньев приходит в исходное положение.

Ниже в качестве примера показан пространственный коромысло-ползунный механизм затяжной машины и его упрощенная кинематическая схема (рис. 1.2). Механизм предназначен для забивания гвоздей при изготовлении обуви. Его ползун состоит из скрепленных воедино деталей – молотка 1, молотковой штанги 3 и накидной гайки 6. Молоток 1 закреплен в штанге 3 с помощью болта с гайкой 2. Штанга совершает возвратно-поступательное движение в направляющих маятника 4. Соединительная тяга 7 с шаровыми головками на концах представляет шатун, подвижно соединенный с маятником 4 и коромыслом 8. Коромысло (называемое в этом механизме ударным рычагом) закручивает пружину 9 (торсион) квадратного поперечного сечения при холостом ходе молотка, осуществляемом эксцентриком 5 от вала 10. Рабочий ход молотка

обеспечивается наличием среза в эксцентрикe и достигается за счет потенциальной энергии деформации пружины.

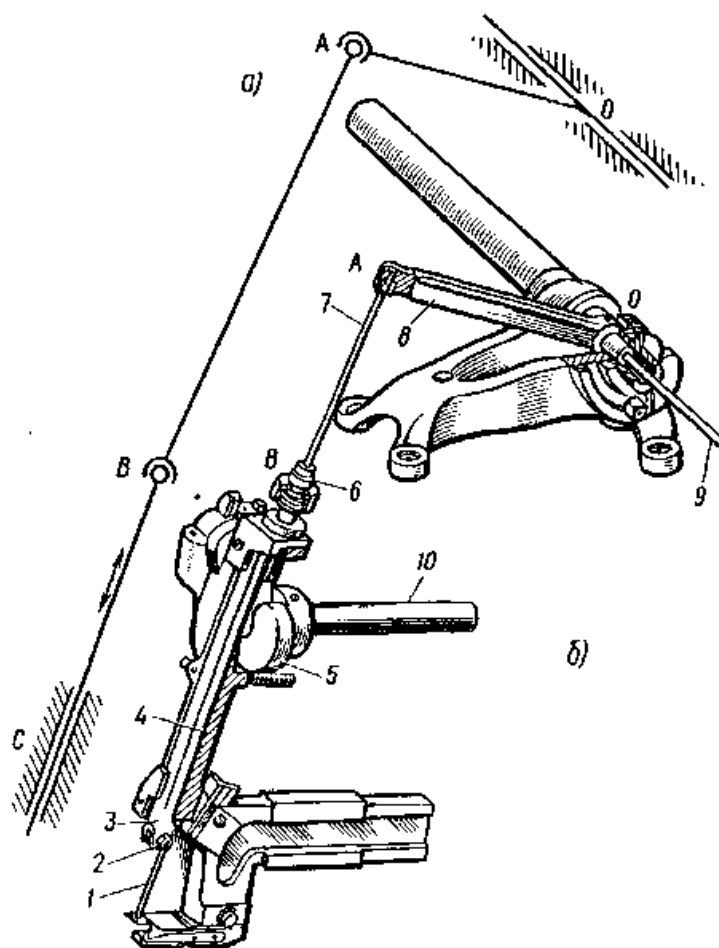


Рисунок 1.2 – Пространственный кривошипно-ползунный механизм:
а – кинематическая схема; б – общий вид

К приборам относят системы (механические, электрические и др.), служащие для передачи и преобразования движения и предназначенные, например, для вычерчивания кривых линий, регистрации и регулирования физических и технологических процессов производства, технических измерений, приема и передачи различной информации и сигналов, а также выполнения счетно-аналитических операций, статистической обработки и др. Многие приборы представляют собой сложные системы, состоящие из двигателей, передаточных механизмов и других устройств.

В технике часто находят применение механические приспособления, которые представляют собой систему звеньев, предназначенную для преобразования и передачи сил: рычажные и винтовые прессы, домкраты, динамометры, весы и др. Отличительные особенности их – как правило, ручной привод и отсутствие цикличности действия.

Различные устройства называют также аппаратами. Это слово является синонимом слов прибор, приспособление. Аппараты могут и не иметь механизмов. Здесь же мы будем рассматривать лишь такие аппараты, в которых имеются механизмы.

Развитие механизмов осуществляется путем усовершенствования ранее известных их модификаций и разработки новых видов. Так, например, в последнее время широкое развитие получают всевозможные манипуляционные и робототехнические системы, дающие возможность осуществлять рабочие процессы в средах, недоступных или вредных для человека, а также освободить его от однообразных утомительных операций, к которым, в первую очередь, относятся сборочные операции на конвейерах производств массовой продукции.

1.3 Основные характеристики и параметры машин и механизмов

Важнейшими характеристиками машин являются: назначение и область применения, способ управления движением, расположение оператора, вид привода.

К параметрам машин относят общие и специфические параметры. К общим параметрам относят производительность, скорости рабочих движений выходных звеньев, мощность привода, коэффициент полезного действия, массу, габаритные размеры; к специфическим – параметры, которые характерны для конкретного вида машин. Так, например, для грузоподъемных машин указывают высоту подъема груза, для водяных насосов – высоту подъема и глубину всасывания воды, для многоступенчатого компрессора для сжатия воздуха – давление воздуха на выходе каждой ступени. Очевидно, что для машин специального назначения могут быть указаны и другие параметры.

Приводы машин и приборов различают по виду применяемой для их действия энергии на электрические, внутреннего сгорания, пневматические (преобразующие энергию сжатого воздуха в кинетическую энергию перемещения выходных звеньев), гидравлические (преобразующие потенциальную энергию жидкости в кинетическую энергию движения звеньев), пружинные (преобразующие энергию сжатых пружин в перемещение выходных звеньев и применяемые преимущественно в приборах – часах, скоростемерах).

Производительность машин измеряют в тех единицах, которые пригодны для обрабатываемых материалов, например, производительность компрессоров в м³/мин или м³/ч.

Скорости рабочих движений указывают, как правило, для каждого вида движения. Так, для токарных станков указывают ряды скорости вращения шпинделей и скорости подачи, для грузоподъемных кранов – скорости подъема грузов, передвижения тележек, поворота консолей и т. п.

Коэффициент полезного действия отображает долю полезно реализуемой энергии и эффективность ее использования, т. е. является объективной характеристикой экономичности машин. Такие параметры, как масса и габаритные размеры, необходимо знать для транспортирования машин, рационального и безопасного размещения их в цехах, на строительных площадках и других производственных территориях.

Все основные характеристики и параметры машин указаны в техническом паспорте, которым снабжают машину.

1.4 О построении расчетных моделей (схем)

В инженерной практике требуется решение аналитическими методами двух основных задач – анализа и синтеза, представляющих собой диалектическое единство противоположностей. Они противоположны, так как взаимно обратны. Единство этих задач с математической точки зрения состоит в том, что решают их, как правило, с помощью одних и тех же математических моделей или уравнений.

Обычно анализ и синтез машин проводят в несколько этапов.

1. Надлежащее изучение сущности явления, процесса, принципа действия машины, прибора и взаимодействия их компонентов или звеньев, в результате которого должны быть установлены качественные соотношения постоянных и переменных величин, определяющие изучаемый объект.

2. Составление физической модели. Под физической моделью понимают схему нагружения конструкции, электрическую схему, кинематическую схему и т. п., отображающую переменные и постоянные параметры конструкции, устройства и процессов, подлежащих изучению.

3. Составление математической модели. Под математической моделью следует понимать уравнения или неравенства и их системы, отображающие количественные соотношения переменных и постоянных величин, определяющих изучаемые устройства и происходящие процессы.

Уравнения и неравенства могут быть различного вида – алгебраические, трансцендентные, дифференциальные, интегральные, смешанные, например, интегро-дифференциальные, алгебр дифференциальные и т. п. в зависимости от того, как входят в них искомые зависимые переменные, т. е., иначе говоря, под какими символами присутствуют в них такие переменные – под знаком

трансцендентных, алгебраических, дифференциальных, интегральных и других математических операторов.

4. Решение уравнений, неравенств или их систем для определения зависимости искомых переменных величин от заданных переменных и постоянных величин или определение функций. Заметим, что явное представление функций не всегда возможно.

5. Исследование найденных функций, определение соответствия их изучаемому объекту и конструирование функций, корректно отображающих исследуемые объекты.

В ряде случаев возможна перестановка этих операций, если выявляются очевидные признаки, по которым можно заранее судить о соответствии функций изучаемому объекту. Однако нередки случаи, когда невозможно дать общие рекомендации по приемам конструирования функций и решению различных математических задач.

В курсе теории механизмов и машин наиболее часто будут встречаться следующие расчетные модели (схемы):

- а) структурно-кинематические модели (схемы) механизмов;
- б) динамические модели механизмов и машин, приборов;
- в) расчетные модели деталей машин и приборов.

Структурно-кинематической схемой (моделью) механизма или машины называется условное изображение взаимосвязанных неподвижных и подвижных звеньев, выполненное в принятом стандартном масштабе длин с применением условных обозначений кинематических пар, буквенных наименований кинематических пар, указанием входных звеньев (обозначаются дуговыми или прямолинейными стрелками в зависимости от вида движения – вращательного или поступательного, совершаемого входными звеньями). На структурно-кинематических моделях (схемах) должны быть указаны исходные величины, достаточные для определения кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений), передаточных функций звеньев известными методами (например, кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма на рисунке 1.2, а, где A и B – сферические кинематические пары, C – поступательная кинематическая пара, O – стойка, отмеченная в разных частях схемы одинаковой подштриховкой). Расчетные кинематические схемы выполняют в стандартном масштабе, указываемом в спецификации чертежей.

Если кинематические схемы выполнены без соблюдения единого масштаба, то для кинематического расчета могут быть указаны длины каждого звена и расстояния между характерными неподвижными точками. Входное звено на рисунке 1.2, а представлено ползуном C ,

а выходное – коромыслом OA . Для входных звеньев на кинематических схемах указывают частоту вращения n , об/мин, или угловую скорость ω , рад/с. Частота n для входных поступательно движущихся звеньев эквивалентна числу двойных ходов. Двойной ход представляет собой совокупность прямого и обратного ходов ползуна.

Если в составе передаточных механизмов имеются зубчатые звенья, то для каждого из них на схеме указывают число зубьев z и модуль зацепления m , по которым можно определить диаметры колес.

Динамической расчетной моделью механизма, машины или прибора называют условное изображение их жестких звеньев, упругих связей, для которых соответственно указывают приведенные массы и моменты инерции, параметры упругости (или жесткости) и параметры рассеяния энергии, а также скорости движения или передаточные функции.

На рисунке 1.3 приведена расчетная модель вала.

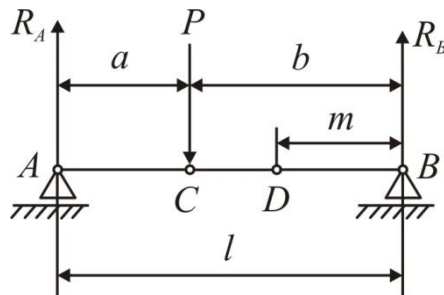


Рисунок 1.3 – Расчетные модели балки при изгибе

Она представляет собой стержень, в точке C которого, удаленной на расстояния a и b соответственно от концов A и B , приложена сила F , изгибающая его; опора A фиксирована, опора B – подвижна. Силы реакций в точках A и B :

$$R_A = Fb/l, \quad R_B = Fa/l.$$

Таким образом, рассмотрены принципы построения расчетных схем.

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЦЕПИ

Кинематическую пару можно также определить как подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев.

Возможные соединения звеньев в кинематические пары весьма разнообразны. Например, на рисунке 2.1 показана так называемая вращательная кинематическая пара, в которой соединение звеньев A и B образуется двумя цилиндрами, находящимися в постоянном соприкосновении. Бурты внутреннего цилиндра препятствуют движению одного цилиндра относительно другого в направлении оси $x - x$, но не препятствуют вращению одного из них относительно другого.

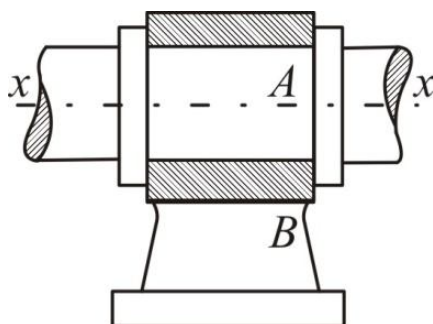


Рисунок 2.1 – Вращательная кинематическая пара

На рисунке 2.2 показан способ соединения звеньев, ограничивающий относительное движение двух звеньев A и B . Эта кинематическая пара допускает относительное перекатывание, скольжение и черчение.

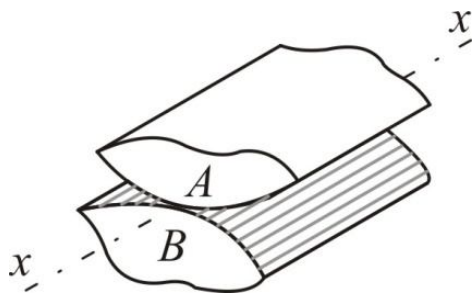


Рисунок 2.2 – Кинематическая пара в виде двух касающихся цилиндрических поверхностей

Таким образом, на относительное движение каждого звена кинематической пары накладываются ограничения, зависящие от способа соединения звеньев пары. Эти ограничения будем называть условиями связи в кинематических парах.

Рассмотрим теперь, какие же связи и в каком количестве могут быть наложены на относительные движения звеньев кинематической пары.

Как известно, в общем случае всякое свободно движущееся в пространстве абсолютно твердое тело (рис. 2.3), положение которого определяется тремя произвольно выбранными точками A , B и C , обладает шестью степенями свободы. В самом деле, положение твердого тела в пространстве фиксируется координатами трех его точек A , B и C , т. е. девятью координатами: (x_A, y_A, z_A) , (x_B, y_B, z_B) и (x_C, y_C, z_C) . Между собой эти координаты связаны тремя условиями постоянства расстояний: AB , BC , CA . Таким образом, число независимых параметров, определяющих положение твердого тела в пространстве, равно шести и тело обладает шестью степенями свободы. Движение такого тела может быть всегда представлено как вращение вокруг и скольжение вдоль трех произвольно выбранных взаимно перпендикулярных осей x , y и z . Таким образом, в общем случае, твердое тело обладает в пространстве шестью видами независимых возможных движений: тремя вращениями вокруг осей x , y и z и тремя поступательными движениями вдоль тех же осей. Поэтому, если бы на движение первого звена кинематической пары, принятого за абсолютно твердое тело, не было наложено никаких условий связи, движение такого звена могло бы быть представлено состоящим из шести вышеуказанных движений относительно выбранной системы координат $x y z$, связанной со вторым звеном. Как уже сказано выше, вхождение звена в кинематическую пару с другим звеном налагает на относительные движения этих звеньев условия связи. Очевидно, что число этих условий связи может быть только целым и должно быть меньше шести, так как уже в том случае, когда число условий связи равняется шести, звенья теряют относительную подвижность и кинематическая пара переходит в жесткое соединение двух звеньев. Точно так же число условий связи не может быть меньшим единицы, ибо в том случае, когда число условий связи равно нулю, звенья не соприкасаются, и, следовательно, кинематическая пара перестает существовать; в таком случае мы имеем два тела, движущихся в пространстве одно независимо от другого.

Итак, число условий связи S , наложенных на относительное движение каждого звена кинематической пары, может располагаться в пределах от 1 до 5, т. е.

$$1 \leq S \leq 5.$$

Следовательно, число степеней свободы H звена кинематической пары в относительном движении может быть выражено зависимостью

$$H = 6 - S. \quad (2.1)$$

Из (2.1) следует, что число степеней свободы звена кинематической пары в относительном движении может изменяться также от 1 до 5.

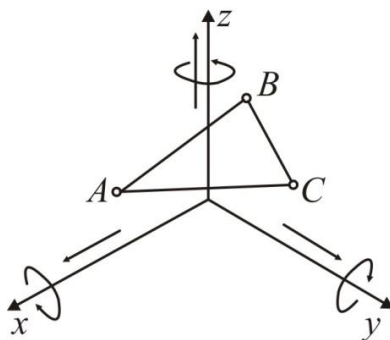


Рисунок 2.3 – К определению положения тела в пространстве

Связи, наложенные на относительное движение звена кинематической пары, ограничивают те возможные относительные движения, которыми обладают звенья в свободном состоянии. В результате этих ограничений некоторые из шести возможных относительных движений свободно движущегося звена становятся для него связанными. Например, соответствующим подбором соприкасающихся элементов звеньев можно устранить возможность одного из вращений вокруг какой-либо оси или одного из поступательных движений вдоль какой-либо оси, или одновременно одного из вращений и одного поступательного движения и т. д.

Оставшиеся возможные движения могут быть или независимыми друг от друга, или же быть одно с другим связаны какими-нибудь дополнительными геометрическими условиями, устанавливающими функциональную связь между движениями. Например, в кинематической паре винта и гайки (винтовой паре) вращение винта вокруг оси вызывает его поступательное движение, причем оба эти движения связаны определенной аналитической зависимостью.

Оставшиеся независимыми возможные движения определяют число степеней свободы звеньев кинематической пары в их относительном движении.

Если между простейшими движениями звена вокруг и вдоль трех координатных осей x , y и z (рис. 2.3) отсутствуют какие-либо функциональные зависимости, то звено в зависимости от характера связей, налагаемых на его движение относительно другого звена кинематической пары, обладает числом простейших движений от 1 до 5. Число простейших движений может оказаться больше числа степеней свободы, если между простейшими движениями установлены функциональные зависимости, являющиеся дополнительными условиями связи как, например, в винтовой паре.

Рассмотрим сначала различные кинематические пары, для которых отдельные простейшие возможные движения их звеньев функционально между собой не связаны. Для этих пар число условий связи, налагаемых

на относительное движение их звеньев, соответствует такое же число исключенных простейших возможных движений этих звеньев.

Все кинематические пары делятся на классы в зависимости от числа условий связи, налагаемых ими на относительное движение их звеньев. Так как число условий связи может быть от 1 до 5, то число классов пар равно пяти, в соответствии с чем, мы имеем кинематические пары I, II, III, IV и V классов. Класс кинематической пары может быть всегда определен, если будет принята во внимание зависимость (2.1). Из этого равенства находим

$$S = 6 - H. \quad (2.2)$$

Из (2.2) следует, что число условий связи S , налагаемых кинематической парой, будет всегда равняться разности между числом шесть и тем числом степеней свободы, которым обладает каждое звено пары в относительном движении. Но, как это было показано выше, в рассматриваемых парах числу степеней свободы соответствует такое же число возможных простейших движений. Следовательно, если подсчитать число простейших движений, которыми обладает звено кинематической пары в относительном движении, и вычесть полученное число из шести, то мы получим число связей, налагаемых данной кинематической парой на относительное движение ее звеньев, и этим самым определим класс пары. Рассмотрим несколько примеров.

На рисунке 2.4 показана кинематическая пара, представляющая собою шар A , перекатывающийся со скольжением по плоскости B . Движение шара относительно плоскости может быть разложено на три вращения вокруг осей x , y и z и скольжение по плоскости B . Это движение в свою очередь может быть разложено на скольжения вдоль осей x и y . Скольжение шара вдоль вертикальной оси z невозможно, потому что движение ограничено плоскостью B , а при движении в обратную сторону нарушается соприкосновение звеньев, и, следовательно, кинематическая пара перестает существовать. Таким образом, движение шара может быть представлено как вращение вокруг трех осей и скольжение вдоль двух осей, и число простейших движений, которые может иметь шар, равно пяти. В этом случае число степеней свободы звеньев данной кинематической пары равно пяти и число условий связи равно

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$

Поэтому пара, изображенная на рисунке 2.4, должна быть отнесена к парам I класса (пятиточная пара).

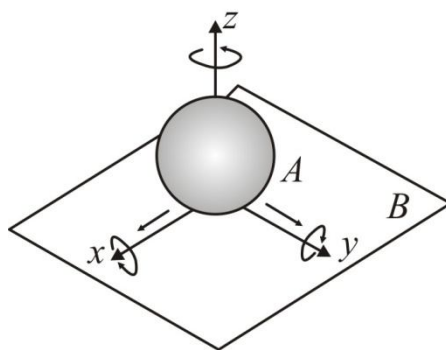


Рисунок 2.4 – Пятиподвижная кинематическая пара

Примером пары II класса может служить пара, показанная на рисунке 2.5, представляющая собой цилиндр A , лежащий на плоскости B . Движение цилиндра A относительно плоскости B , или наоборот, сводится к вращению вокруг осей x и z и скольжению вдоль осей x и y . Таким образом, число простейших движений цилиндра равно четырем, т. е. число степеней свободы H звена кинематической пары равно четырем.

Следовательно, число условий связи S равно

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$

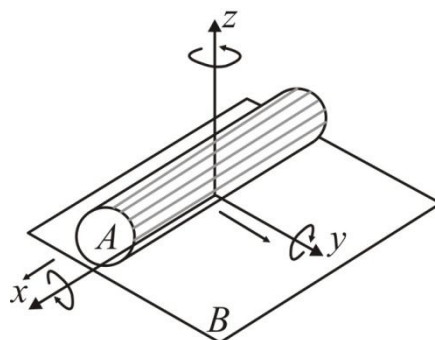


Рисунок 2.5 – Четырехподвижная кинематическая пара

Итак, данная кинематическая пара должна быть отнесена к парам II класса (четырехподвижная пара).

На рисунке 2.6 показан пример пары III класса. Звено A оканчивается шаром, входящим в шаровую полость звена B . Движение звена A относительно звена B , или наоборот, сводится к вращению вокруг осей x , y и z . Следовательно, число степеней свободы H звена кинематической пары равно трем. Число условий связи S равно

$$S = 6 - H = 6 - 3 = 3,$$

т. е. пара должна быть отнесена к парам III класса (трехподвижная пара). Эта пара получила название шаровой пары.

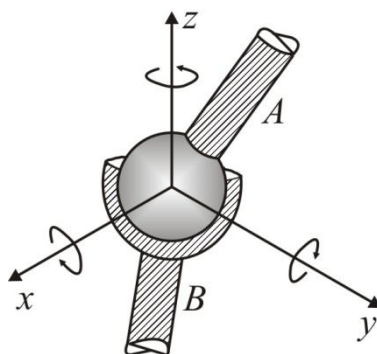


Рисунок 2.6 – Шаровая трехподвижная кинематическая пара

Примером пары IV класса является пара, показанная на рисунке 2.7. Цилиндр A находится в полем цилиндре B . Движение цилиндра A относительно цилиндра B сводится к вращению и скольжению вокруг и вдоль оси x . Число степеней свободы H равно двум. Следовательно, число условий связи S равно

$$S = 6 - H = 6 - 2 = 4.$$

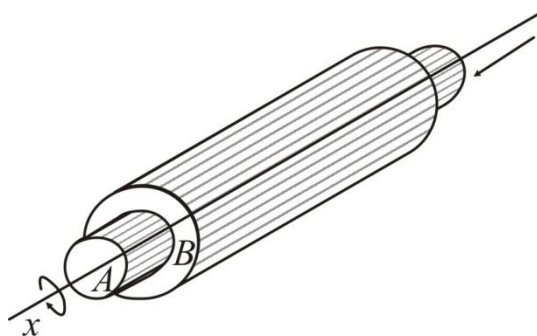


Рисунок 2.7 – Цилиндрическая двухподвижная кинематическая пара

Таким образом, эта пара должна быть отнесена к парам IV класса (двухподвижная пара). Эта пара получила название цилиндрической пары. На рисунке 2.7 показана кинематическая пара V класса, каждое звено которой обладает только одним возможным простейшим движением, а именно, вращением вокруг оси $x - x$. Поэтому число степеней свободы H этой пары равняется единице, и, следовательно, число условий связи в этой кинематической паре равно

$$S = 6 - H = 6 - 1 = 5.$$

Таким образом, эта пара должна быть отнесена к парам V класса (одноподвижная пара). Эта пара получила название вращательной пары.

На рисунке 2.8 показана кинематическая пара V класса, каждое из звеньев которой обладает только одним возможным простейшим движением, а именно, поступательным движением вдоль оси x .

Поэтому число степеней свободы H этой пары равняется единице, и, следовательно, число условий связи S в этой кинематической паре равно

$$S = 6 - H = 6 - 1 = 5.$$

Таким образом, эта пара должна быть отнесена к парам V класса (одноподвижная пара). Эта пара получила название поступательной пары.

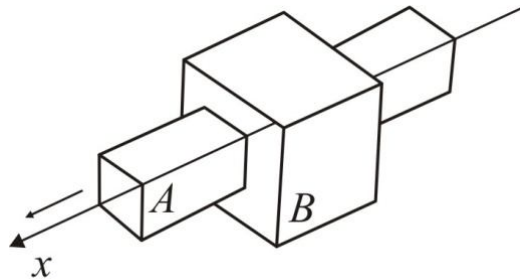


Рисунок 2.8 – Одноподвижная поступательная кинематическая пара V класса второго вида

Итак, кинематические пары в зависимости от числа условий связи, налагаемых на относительное движение их звеньев, могут быть разделены на пять классов.

Отметим, что при рассмотрении возможных движений, которыми обладают звенья пар в их относительном движении, необходимо иметь в виду, что эти движения должны рассматриваться лишь как возможные для данного момента времени.

Рассмотренные выше кинематические пары относились к парам, для которых мгновенные возможные движения их звеньев не зависят друг от друга. Однако в технике встречаются кинематические пары, для которых относительные движения их звеньев связаны какой-либо дополнительной геометрической зависимостью. В качестве примера рассмотрим один вид такой пары, наиболее часто встречающейся в механизмах. Пусть, например, вращательные поступательные относительные движения звеньев пары IV класса, показанной на рисунке 2.9, связаны условием, что заданному углу φ поворота одного звена относительно другого вокруг оси $x - x$ соответствует поступательное перемещение h вдоль той же оси. В этом случае, хотя звенья пары имеют и поступательное, и вращательное движения, эти движения связаны условием

$$h = h(\varphi) \quad (2.3)$$

и, таким образом, на относительное движение звеньев пары наложена еще одна дополнительная связь, выраженная соотношением (2.3).

В этом случае пара должна быть отнесена не к IV, а уже к V классу. Подобные пары весьма часто встречаются в технике и носят название винтовой пары из-за винтового характера относительного движения их звеньев.

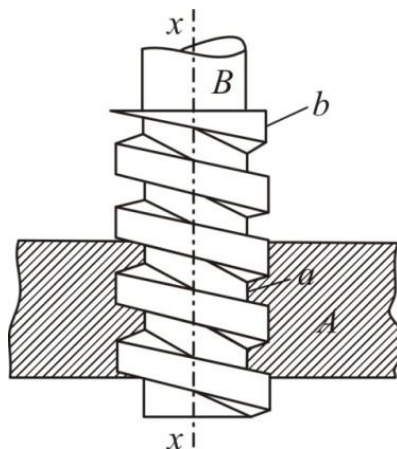


Рисунок 2.9 – Винтовая пара

Винтовая пара представляет собой два звена A и B (рис. 2.9). Цилиндр B имеет на себе внешнюю винтовую резьбу b ; соответственно в звене A сделана внутренняя резьба a . При вращении звена A относительно звена B или звена B относительно звена A движущееся звено перемещается вдоль оси $x - x$. Ясно, что повороту какого-либо звена на некоторый угол φ соответствует связанное с поворотом перемещение h вдоль оси $x - x$, т. е. вращательное движение звена закономерно связано с поступательным его движением. Эта связь может быть легко получена. Для этого рассмотрим винтовую линию, принадлежащую какому-либо элементу звена данной пары. Пусть эта винтовая линия принадлежит цилиндру B радиуса r (рис. 2.10). Развернем поверхность цилиндра B на плоскость; тогда вместо винтовой линии получим прямую, наклоненную к горизонту под углом β , называемым углом подъема резьбы. Если звено B (рис. 2.9) повернуть на полный оборот (на угол, равный 2π), то это звено переместится вдоль оси $x - x$ на величину h , которая называется шагом винта (рис. 2.10). Если же повернуть звено B на произвольно заданный угол φ , то оно переместится вдоль оси $x - x$ на величину h' :

$$h' = \frac{h\varphi}{2\pi}. \quad (2.4)$$

Соотношение (1.4) налагает связь на движение звеньев винтовой пары вдоль и вокруг оси $x - x$. Так как из рисунка 2.10 следует, что

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h}{2\pi r},$$

то

$$h' = r\varphi \operatorname{tg} \beta = C\varphi,$$

где через C обозначена постоянная, равная $r\varphi \operatorname{tg} \beta$.

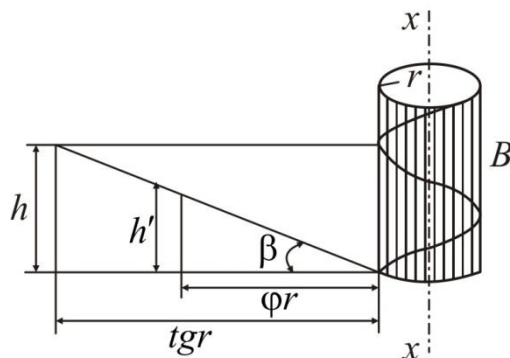


Рисунок 2.10 – Винтовая линия и ее развертка на плоскости

Внутри каждого класса кинематические пары могут быть подразделены на виды в зависимости от различных сочетаний допускаемых или ограниченных в них движениях.

Кинематические пары делятся на низшие и высшие. Кинематическая пара, которая может быть выполнена соприкасанием элементов ее звеньев только по поверхности, называется низшей. Кинематическая пара, которая может быть выполнена соприкасанием элементов ее звеньев только по линии или в точках, называется высшей.

Примером низшей кинематической пары может служить пара, показанная на рисунке 2.1. В этой паре звенья соприкасаются цилиндрическими поверхностями. Примеры высших пар приведены на рисунке 2.2 и рисунке 2.4. В паре, изображенной на рисунке 2.2, звенья соприкасаются по прямой. Для того чтобы элементы кинематических пар находились в постоянном соприкосании, они должны быть замкнуты. Замыкание может быть либо геометрическим, либо силовым.

Геометрическое замыкание осуществляется соответствующими геометрическими формами элементов звеньев кинематической пары. Например, все пары, изображенные на рисунке 2.1 и рисунках 2.6 – 2.9, являются замкнутыми геометрически, потому что соприкасание элементов звеньев этих пар обеспечивается их геометрическими формами.

Чтобы пары, показанные на рисунке 2.4 и рисунке 2.5, были замкнутыми, необходимо шар и цилиндр прижимать к плоскости какой-нибудь силой. Силовое замыкание осуществляется силой веса, силой упругости пружин и т. п.

3 УСЛОВНЫЕ ИЗОБРАЖЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР

3.1 Схематические изображения кинематических пар

При схематическом изображении механизмов на чертежах удобнее вместо конструктивного изображения кинематических пар и звеньев ввести условные их изображения. Рассмотрим условные изображения некоторых наиболее употребительных кинематических пар.

На рисунке 3.1 показаны два варианта схематического изображения вращательной пары V класса, состоящей из звеньев A и B . Первый вариант (рис. 3.1, а) дает изображение, более близкое к конструкции; второй вариант (рис. 3.1, б) представляет собой условное изображение, применяемое на кинематических схемах.

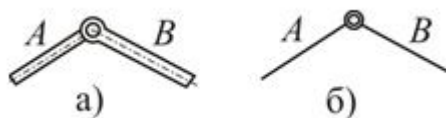


Рисунок 3.1 – Схематические изображения вращательной пары:

а – изображение со схематизированными конструктивными формами;

б – изображение, применяемое на кинематических схемах

На рисунке 3.2 даны схематические изображения вращательной пары V класса для тех случаев, когда одно из звеньев пары (звено A) неподвижно.

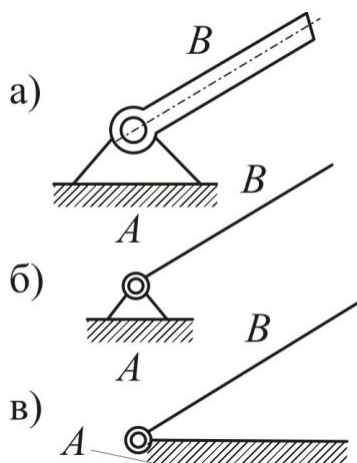


Рисунок 3.2 – Схематические изображения вращательной пары с одним неподвижным звеном:

а – изображения со схематизированными конструктивными формами;

б и в – изображение, применяемое на кинематических схемах

На рисунке 3.3 даны схематические изображения поступательной пары V класса, а на рисунке 3.4 показаны схематические изображения той же пары при неподвижном звене B .

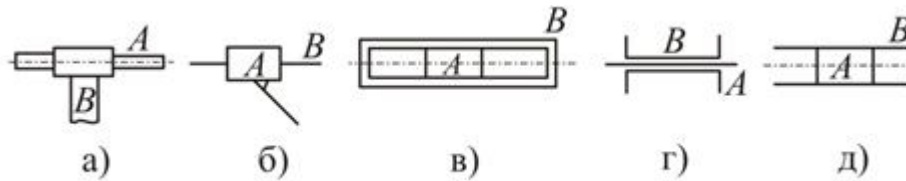


Рисунок 3.3 – Схематические изображения поступательной пары:
а – изображение со схематизированными конструктивными формами;
б – изображение, применяемое на кинематических схемах;
в – изображение с направляющей в виде паза;
г и *д* – изображения, применяемые на кинематических схемах

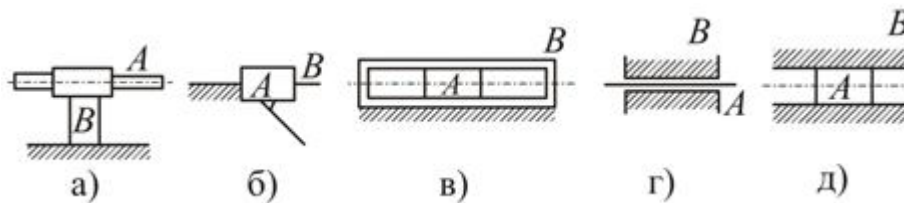


Рисунок 3.4 – Схематические изображения поступательной пары
с одним неподвижным звеном:

а – изображение со схематизированными конструктивными формами;
б – изображение, применяемое на кинематических схемах;
в – изображение с направляющей в виде паза;
г и *д* – изображения, применяемые на кинематических схемах

На рисунке 3.5 представлены схематические изображения винтовой пары V класса.

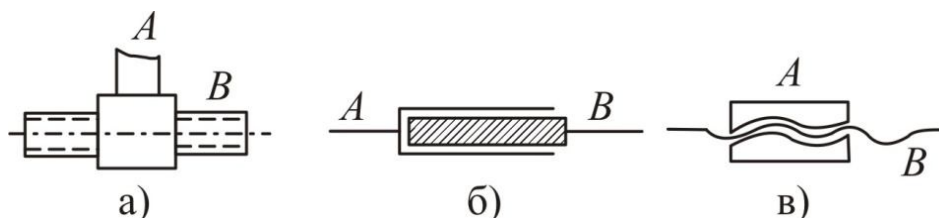


Рисунок 3.5 – Схематические изображения винтовой пары:
а – изображение со схематизированными конструктивными формами;
б и *в* – изображения, применяемые на кинематических схемах

В некоторых случаях необходимо дать полное представление о тех элементах, которыми соприкасаются звенья пары. В этих случаях

на схеме полностью и точно изображаются соприкасающиеся элементы звеньев. Примеры изображения таких пар показаны на рисунке 3.6. На рисунке 3.6, а круглый ролик A соприкасается с кривой $a - a$ звена B ; на рисунке 3.6, б зуб A одного зубчатого колеса соприкасается с зубом B другого зубчатого колеса.

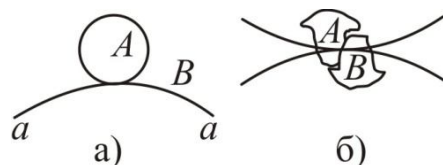


Рисунок 3.6 – Изображения высшей пары:

a – пара с круглым роликом A и криволинейным профилем B ;

$б$ – пара в виде двух касающихся криволинейных зубьев A и B

Два зубчатых колеса, входящих в кинематическую пару, имеют условное изображение, показанное на рисунке 3.7.

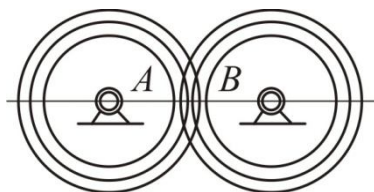


Рисунок 3.7 – Схематическое изображение зубчатого механизма из двух колес

Введем также условные обозначения для звеньев, входящих в кинематические пары.

Если необходимо изучить движение только двух точек звена, то схематическое изображение такого звена можно представить в виде, показанном на рисунке 3.8. На этом рисунке представлен тот случай, когда звено входит в две вращательные пары A и B . На рисунке 3.9 показаны схематические изображения звена, входящего в три вращательные пары: A , B и C . Наконец, на рисунке 3.10 показано схематическое изображение звена, входящего в три вращательные пары A , B и C параллельными осями вращения, лежащими в одной плоскости.

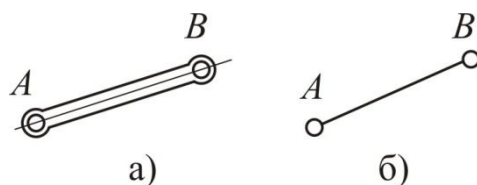


Рисунок 3.8 – Схематические изображения звена,

входящего в две вращательные кинематические пары:

a – изображение со схематизированными конструктивными формами;

$б$ – изображение, применяемое на кинематических схемах

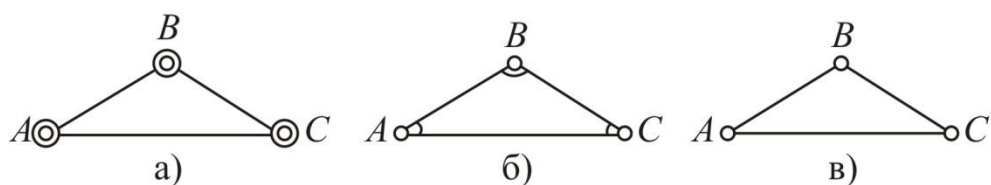


Рисунок 3.9 – Различные изображения звена, входящего в три кинематические пары

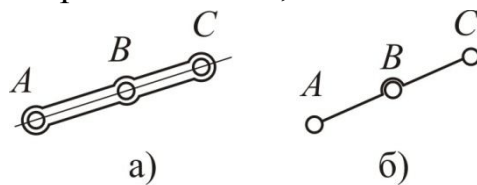


Рисунок 3.10 – Схематическое изображение звена, входящего в три вращательные пары:

*а – изображение со схематизированными конструктивными формами;
б – изображение, применяемое на кинематических схемах*

В таблице 3.1 показаны условные обозначения наиболее распространенных кинематических пар, используемых в инженерной практике.

Таблица 3.1 – Условные обозначения кинематических пар

Класс пары	Число условий связи	Число степеней свободы	Название пары	Рисунок	Условное обозначение
I	1	5	Шар – плоскость		
II	2	4	Шар – цилиндр		
III	3	3	Сферическая		
III	3	3	Плоскостная		
IV	4	2	Цилиндрическая		
IV	4	2	Сферическая с пальцем		
V	5	1	Поступательная		
V	5	1	Вращательная		
V	5	1	Винтовая		

3.2 Кинематические цепи

Кинематической цепью называется обвязанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары (табл. 3.1). На рисунке 3.11 показана кинематическая цепь, состоящая из четырех звеньев, образующих три кинематические пары. Звенья 1 и 2 входят во вращательную пару A (V класса), звенья 2 и 3 – в поступательную пару B (V класса) и, наконец, звенья 3 и 4 входят во вращательную пару C (V класса).

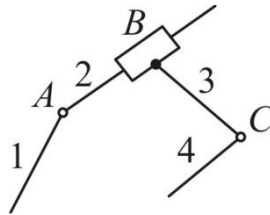


Рисунок 3.11 – Схема кинематической цепи из четырех звеньев

Кинематические цепи делятся на простые и сложные. Простой кинематической цепью называется такая цепь, у которой каждое звено входит не более чем в две кинематические пары. Пример простой цепи с вращательными парами A , B и C (V класса) показан на рисунке 3.12.

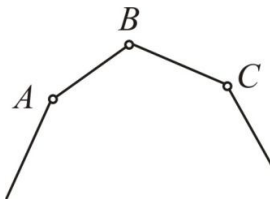


Рисунок 3.12 – Схема простой открытой кинематической цепи

Сложной кинематической цепью называется цепь, в которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары. Пример такой цепи с вращательными парами A , B , C , D и E (V класса) дан на рисунке 3.13.

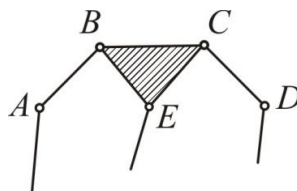


Рисунок 3.13 – Схема сложной открытой кинематической цепи из шести звеньев

Простые и сложные кинематические цепи в свою очередь делятся на замкнутые и незамкнутые. Замкнутой кинематической цепью называется кинематическая цепь, каждое звено которой входит, по крайней мере, в две кинематические пары.

Примеры таких цепей с вращательными парами (V класса) показаны на рисунке 3.14 и рисунке 3.15.

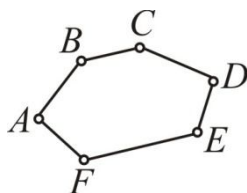


Рисунок 3.14 – Схема простой кинематической цепи из шести звеньев

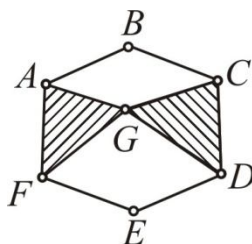


Рисунок 3.15 – Схема сложной замкнутой кинематической цепи из шести звеньев

Незамкнутой кинематической цепью называется кинематическая цепь, в которой есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару. Примерами таких цепей могут служить цепи, показанные на рисунке 3.12 и рисунке 3.13.

3.3 Механизм и его кинематическая схема

Механизмом называется такая кинематическая цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно любого из них все остальные звенья совершают однозначно определяемые движения.

Как видно из этого определения, в любом механизме есть звено (или несколько звеньев), движение которого является заданным. Звено (звенья) механизма, которому сообщается движение, преобразуемое в требуемое движение других звеньев механизма, называется входным звеном (входными звеньями).

Звено (звенья) механизма, совершающее требуемое движение, для которого предназначен механизм, называется выходным звеном (выходными звеньями).

В некоторых случаях для сокращения входное звено заменяется термином «вход», а выходное звено – термином «выход».

В некоторых случаях принимают термин ведущее звено (звенья). Ведущим звеном называется звено, для которого сумма элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является положительной. Соответственно ведомым звеном называется звено, для которого сумма

элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю.

В большинстве случаев входное звено является и ведущим, но, конечно, могут быть случаи инверсии, когда входное звено становится ведомым.

При кинематическом исследовании механизмов изучается их движение. Поэтому при изучении структуры и кинематики механизмов не обязательно в качестве ведущего звена выбирать то звено, к которому приложена внешняя сила, приводящая в движение механизм.

Чтобы изучить движение механизма, недостаточно знать структуру его, т. е. число звеньев, число и классы кинематических пар. Необходимо также знать размеры отдельных звеньев, влияющих на движение, взаимное положение звеньев и т. д. Поэтому при изучении движения звеньев механизма обычно составляют так называемую кинематическую схему механизма, которая является его кинематической моделью.

Кинематическая схема механизма строится в выбранном масштабе с точным соблюдением всех размеров и форм, от которых зависит движение того или иного звена, другими словами, с соблюдением тех размеров и форм, при изменении которых изменяются положения, скорости и ускорения точек механизма. На кинематической схеме должно быть указано все, что необходимо для изучения движения. Все лишнее, не характерное для движения, должно быть исключено, чтобы не усложнять чертежа.

Рассмотрим, например, механизм двигателя, показанный на рисунке 3.1, а.

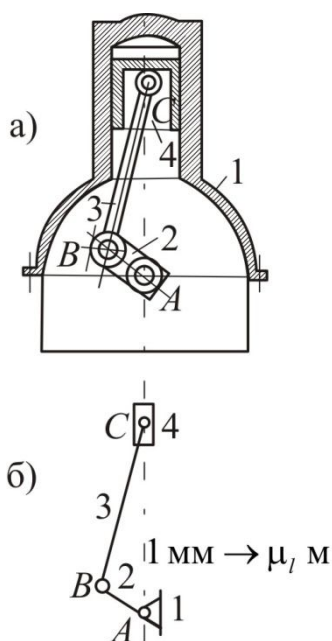


Рисунок 3.16 – Схема механизма поршневого двигателя:

а – изображение со схематизированными конструктивными формами;

б – изображение, применяемое на кинематических схемах

Так как все звенья этого механизма движутся параллельно одной общей плоскости (плоский механизм), то чтобы изучить движение любого звена, достаточно изучить движение каких-либо двух его точек. Например, для изучения движения кривошипа AB достаточно знать в каждый данный момент положение двух точек A и B ; для изучения движения шатуна BC достаточно знать в каждый данный момент положение двух точек B и C . Тогда, пользуясь условными обозначениями, составляем кинематическую схему механизма (рис. 3.16, б). Все необходимые размеры звеньев отложены в некотором выбранном масштабе μ_l м/мм, который означает, что один миллиметр чертежа соответствует μ_l метрам природы, т. е.

$$1 \text{ мм} \rightarrow \mu_l \text{ м.}$$

Сложнее составить кинематическую схему, если звенья механизма имеют пространственное движение. В этом случае кинематическая схема составляется в соответствующих проекциях на две или в некоторых случаях на три взаимно перпендикулярные плоскости.

4 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

4.1 Классификация сил, действующих в машинном агрегате

При конструировании звеньев и кинематических пар механизмов машин приходится решать задачи обеспечения необходимой прочности, жесткости или долговечности. Для этого необходимо знать силовую нагрузку звеньев и кинематических пар.

У кулачковых механизмов при кинематическом замыкании высшей пары контакт звеньев обеспечивается геометрическими условиями. При силовом замыкании решают динамическую задачу подбора силы, обеспечивающей непрерывный контакт звеньев, образующих высшую пару. Такой силой в кулачковых Механизмах является сила упругости пружины, а в тихоходных механизмах – сила тяжести звеньев. Произведя анализ сил, действующих на звенья и кинематические пары исследуемого механизма, определяют приведенный момент M^* , который характеризует в технологических машинах общее действие сил сопротивления на ведущее звено, а в машинах-двигателях – действие движущих сил на кривошип или главный вал. Знание величины приведенного момента M^* и характера изменения его за цикл работы технологической машины, позволяет определить необходимую мощность двигателя.

Силы, возникающие при работе машинного агрегата, можно подразделить на 6 групп.

Первая группа: движущие силы $P_{д.с.}$ или их моменты $M_{д.с.}$. Работа их за цикл всегда положительна.

В двигателях внутреннего сгорания или паровой машине закон изменения давления газа в цилиндре дается в виде индикаторной диаграммы $p(S)$ (рис. 4.1). Давление на этой диаграмме дано в функции перемещения поршня. В четырехтактном или двухтактном двигателе положительное значение мощности может быть рассчитано только для фазы расширения газа и равно

$$W_{д.с.} = P_{д.с.} v = p v \frac{\pi d^2}{4},$$

где v – мгновенная величина скорости поршня;

d – диаметр поршня.

Индикаторная диаграмма может быть получена экспериментально или построена расчетным путем.

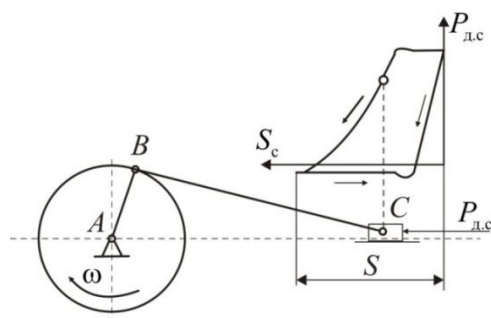


Рисунок 4.1 – Индикаторная диаграмма парового двигателя

Для электродвигателей момент движущих сил является функцией от угловой скорости вращения. В качестве примера на рисунке 4.2 показана механическая характеристика асинхронного электродвигателя трехфазного тока, которая дается в виде $M_d = f(\omega)$.

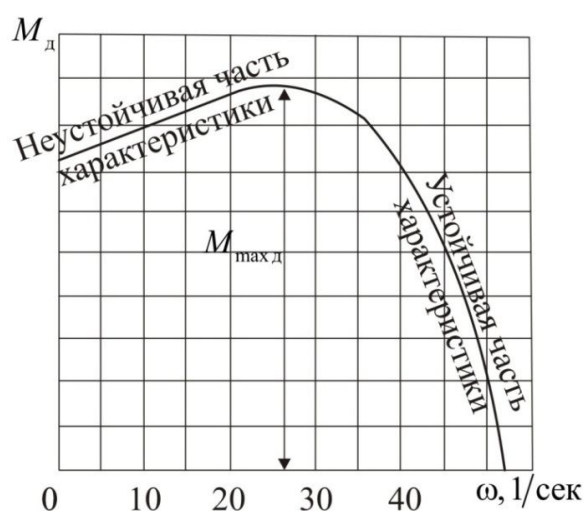


Рисунок 4.2 – Механическая характеристика асинхронного трехфазного электродвигателя АВ-74-16

Вторая группа: силы $P_{п.с}$ или моменты $M_{п.с}$ технологического или полезного сопротивления. Выполнение машиной технологического процесса связано с преодолением сопротивлений, называемых полезными.

Таковы, например, сопротивления при резании дерева в лесопильных машинах, дробления в дробильных машинах, сжатия воздуха или газа в компрессорах, резания в металлорежущих станках и др. Полезные сопротивления – это усилия, для преодоления которых и построен данный механизм или машина.

В рабочих машинах это основные силы, на преодоление которых затрачивается работа, необходимая для осуществления заданного технологического процесса.

Изучение технологического процесса позволяет найти силы $P_{п.с}$ (или $M_{п.с}$) в функции от перемещения S , скорости v , а иногда и ускорения рабочего звена механизма. Ввиду большого разнообразия технологических процессов зависимости $P_{п.с}$ могут иметь самый различный характер: силы полезного сопротивления зависят от механики или физики осуществляемого технологического процесса.

Третья группа: силы тяжести G определяемые материалом и конструкцией звена. В ряде случаев вес звеньев механизма оказывает значительное влияние на нагрузку кинематических пар. Например, масса подвижной щеки дробилки достигает 2500 кг.

Группа четыре: силы упругости P или момент от сил упругости звеньев M_p . Любое звено машины до известной степени деформируемо; потенциальная энергия, определяемая деформацией звена и момент накопления ее (зарядки), берет на себя часть работы движущих сил, и в следующий момент (разрядки) потенциальная энергия превращается в кинетическую, помогая движению отдельных звеньев машины. Деформациям под действием сил подвержены как жесткие звенья машины, так и упругие, например пружины.

При деформации пружины ее силы упругости препятствуют движению, а в последующий период помогают движению. В некоторых механизмах приходится также учитывать действие силы упругости сжимаемого воздуха, или газа.

Силы упругости пружин учитываются по их характеристике, рассчитанном или составленной в результате предварительной градуировки и замера их деформации в процессе работы.

Группа пять: силы «пассивных» сопротивлений T или их моменты M_T . Это могут быть силы трения, силы сопротивления воздушной или жидкой среды. Трение в кинематических парах технологических машин является вредным, а в транспортных машинах и в тормозных системах ими пользуются как необходимыми силами.

Следовательно, силы трения и зависимости от назначения механизма или устройства играют двоякую роль. Величина сил трения зависит от полной нагрузки кинематической пары и ряда других факторов (материала, обработки, смазки).

Группа шесть: силы инерции $P_{и}$ и моменты от сил инерции $M_{и}$.

Если звено механизма при своем движении имеет ускорение, то всегда возникают силы инерции или моменты от сил инерции, которые в быстроходных машинах достигают значительной величины и требуют учета.

4.2 Учет действия сил инерции

Кинетическая реакция ускоряемого звена на ускоряющее определяется действием сил инерции. В этом представлении сила инерции проявляет свое действие столь же реально, как и всякая другая сила. Условившись и реальности воздействия сил инерции на связи системы, следует расширить представление о таковых при решении вопросов прочности звена. В этом случае для движущегося звена за связи следует принимать внутренние молекулярные связи, обуславливающие прочность самого звена. Элементарные силы инерции соответствующих масс реально воздействуют на молекулярные связи самого звена. Поэтому при решении вопросов прочности быстро движущегося звена следует учитывать закон распределения массы по самому звену и характер его движения. В зависимости от этого и определять расчетную нагрузку звена (рис. 4.3).

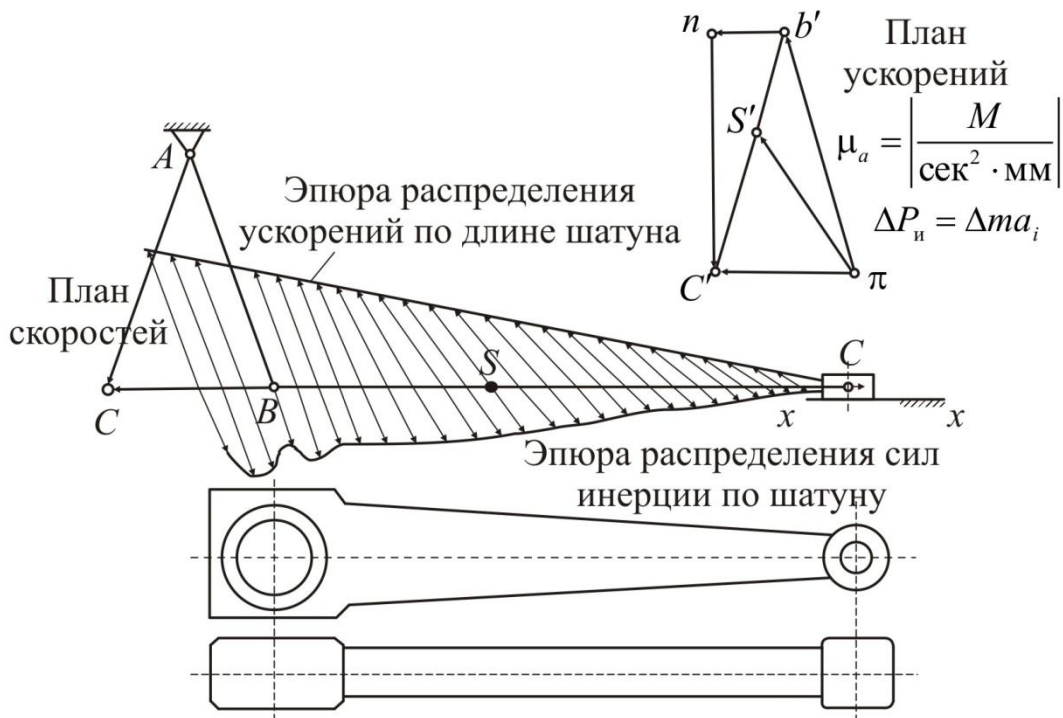


Рисунок 4.3 – Эпюра сил инерции звена

Использование при расчете на прочность полной результирующей силы инерции звена, определенной одним из разбираемых методов, является по существу неправильным, так как полная сила инерции в отношении массы самого звена является фиктивной, несмотря на то, что определенные по этой силе инерции реакции связей звена являются действительными. Проиллюстрируем это на следующем примере. Если определять реакции опор балки с распределенной по произвольному закону нагрузкой (рис. 4.4), то при этом можно вначале рассчитать полную нагрузку Q на балку

и центр ее приложения – точку S , затем представить, что в этой точке сосредоточена вся нагрузка балки и, пользуясь законами рычага, определить реакции опор балки. Определенные так реакции будут иметь действительную величину. Переходя затем к определению напряжений в различных сечениях балки, нельзя пользоваться значением полной нагрузки, а составляя уравнение моментов, приходится учитывать действительный закон распределения нагрузки.

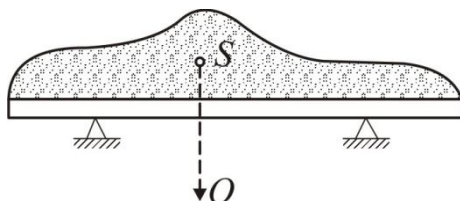


Рисунок 4.4 – Балка с распределенной нагрузкой

Очевидна некоторая аналогия между приведенным примером и распределенной нагрузкой звена элементарными силами инерции. Эпюру нагрузки звена элементарными силами инерции можно построить, зная закон распределения масс и закон изменения ускорений.

Изучение сил инерции, развивающихся при движении звеньев механизма, ведут в зависимости от характера движения рассматриваемого звена.

Движение звеньев механизма по кинематическому признаку разделяют на три группы: поступательное, вращательное или колебательное и сложное плоскопараллельное.

Силы инерции поступательнодвигающегося звена. Общим случаем плоского поступательного движения является криволинейное поступательное движение, при котором центр тяжести звена движется по некоторой криволинейной траектории, а звено перемещается параллельно своей оси BC (рис. 4.5).

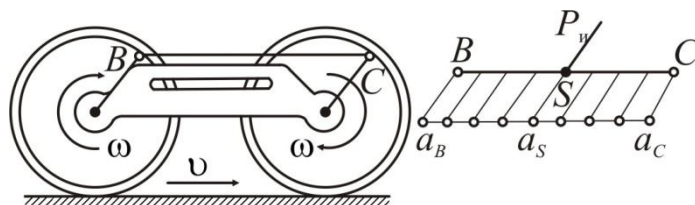


Рисунок 4.5 – Силы инерции при поступательном движении

Как известно из кинематики твердого тела, в этом случае все точки звена описывают эквидистантные траектории и имеют в каждый момент геометрически равные скорости и ускорения. Элементарные силы инерции в этом случае взаимно параллельны, а результирующая сила инерции звена проходит через его центр тяжести S , как через центр параллельных сил

$$P_{и} = ma. \quad (4.1)$$

Прямолинейное движение является частным случаем криволинейного поступательного движения. В практике часто встречается прямолинейное движение, например поршень в двигателе или компрессоре, пильная рама в лесопильной машине и т. п.

Зная величину массы двигающегося звена и определив его ускорение из плана ускорений (или диаграммы ускорений) или аналитическим методом, нетрудно подсчитать величину полной силы инерции. Направление ее вектора противоположно вектору ускорения.

Силы инерции звена, вращающегося, или качающегося вокруг неподвижной оси. Тангенциальная сила инерции. Пусть звено AB (рис. 4.6) качается около неподвижной оси A с переменной скоростью ω . Рассмотрим силы инерции некоторой материальной точки звена AB .

Для этого выделим бесконечно малый элемент массы звена dm на расстоянии ρ от центра вращения звена. Вследствие неравномерного вращения этот элемент массы звена обладает касательными силами инерции

$$dP_{\text{и}}^t = dm a^t,$$

где $a^t = \varepsilon \rho$ – касательное ускорение элемента;

ε – угловое ускорение.

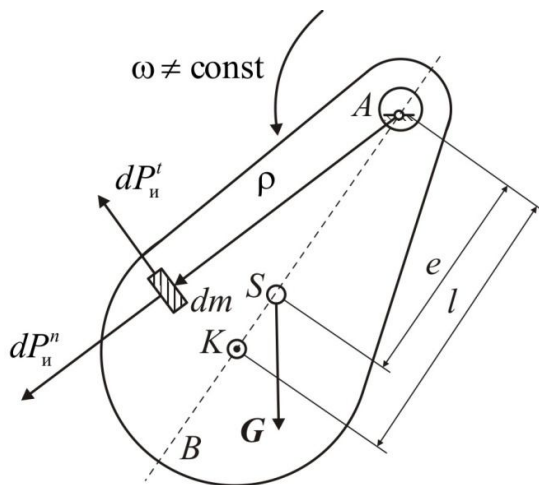


Рисунок 4.6 – К расчету сил инерции звена, совершающего вращательное движение

Заменяя в уравнении a^t , получим

$$dP_{\text{и}}^t = dm \rho \varepsilon.$$

Чтобы определить равнодействующую касательных сил инерции всего звена, нужно проинтегрировать уравнение по всему объему V или массе звена m

$$P_{\text{и}}^t = \int_0^m \varepsilon dm \rho = \varepsilon \int_0^m dm \rho;$$

ε вынесено за знак интеграла, так как хотя угловое ускорение и является переменной величиной, оно не зависит от объема или размеров звена (одинаково для всех точек звена).

Выражение под интегралом представляет собой статический момент массы звена относительно оси вращения A . Как известно из физики, его можно заменить:

$$P'_и = \varepsilon m e = m a'^s, \quad (4.2)$$

где e – расстояние от точки вращения до центра тяжести звена;

a'^s – касательное ускорение центра тяжести звена.

После замены сил инерции отдельных материальных точек звена результирующей силой инерции $P'_и$, направленной перпендикулярно AB , необходимо найти точку ее приложения или расстояние от оси вращения, где приложена эта сила. Точку K , через которую проходит равнодействующая тангенциальная сила инерции, можно найти из уравнения равенства моментов от элементарных тангенциальных сил инерции и от их равнодействующей:

$$M'_и = \varepsilon \int_0^m \rho dmp = \varepsilon I_A = \varepsilon m e l. \quad (4.3)$$

Момент от сил инерции $M'_и$ имеет направление, обратное направлению углового ускорения ε . Из уравнения (4.3)

$$l = \frac{I_A}{m e}. \quad (4.4)$$

Интеграл $\int_0^m dmp^2$, обозначенный I_A , является моментом инерции звена

относительно оси вращения.

Процесс замены суммы элементарных сил на основе равенства моментов одной равнодействующей силой называют приведением сил.

Процесс приведения сил инерции в данном случае подобен процессу замены массы физически сложного звена массой, математически сосредоточенной в одной точке. Чтобы выяснить соотношение между l и e , можно в формулу (4.4) подставить выражение, связывающее между собой моменты инерции звена относительно двух параллельных осей A и S .

$$I_A = I_S + m e^2, \quad (4.5)$$

где I_S – момент инерции звена относительно его центра тяжести.

Подставляя значение I_A в уравнение (4.4), получим

$$l = e + \frac{I_S}{me}. \quad (4.6)$$

Иногда в технические расчеты вводят понятие радиуса инерции, определяя его из выражения

$$I_S = m\rho_i^2.$$

Откуда

$$\rho_i = \sqrt{\frac{I_S}{m}}.$$

При подстановке в равенство (4.6) получим

$$l = e + \frac{\rho_i^2}{e}.$$

Из этого равенства очевидно, что $l > e$, ибо второй член правой части всегда больше нуля.

Положение центра качания или центра удара звена в процессе проектирования многих машин нередко имеет существенное значение, в некоторых случаях определяя собой направление в конструировании движущегося звена.

Если звено производит процесс дробления, то можно на совершаемую полезную работу использовать всю силу инерции, развиваемую звеном. При этом в его конструкции необходимо предусмотреть, чтобы линия, параллельная и проходящая через центр удара звена, совпала в момент дробления с центром сил сопротивления дробимого материала. В этом случае вся сила инерции идет на совершение полезной работы и поэтому значительно уменьшается давление на шарниры звена (рис. 4.7). В противном случае ухудшаются условия нагрузки звена и кинематических пар.

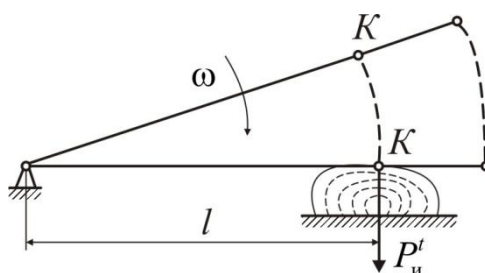


Рисунок 4.7 – Влияние положения центра удара

Центробежная сила инерции. Нормальная, или центробежная, сила инерции выделенной дифференциально малой массы равна

$$dP_{\text{и}}^n = dma^n = dm \frac{v^2}{\rho},$$

где $a^n = \frac{v^2}{\rho}$ – нормальное, или центростремительное, ускорение выделенной массы звена.

Подставляя $v = \omega \rho$, получим

$$dP_{\text{и}}^n = \omega^2 dm \rho.$$

Равнодействующую нормальных сил инерции звена получим, проинтегрировав последнее выражение по всему объему (или массе звена). Угловую скорость вращения звена, хотя и переменную величину, можно вынести за знак интеграла, так как она не зависит от объема или размеров звена (одинакова для всех точек звена).

$$P_{\text{и}}^n = \omega^2 \int_0^m dm \rho = \omega^2 m e = m a_S^n. \quad (4.7)$$

Центробежные силы бесконечно малых масс пересекаются своими направлениями в оси вращения звена точке A . Таким образом, и равнодействующая центробежная сила инерции должна проходить через точку A . Эта сила производит добавочное динамическое давление на вал, изгибая его, и передается на подшипники вала.

Полная сила инерции. Складывая геометрически тангенциальную и нормальную составляющие силы инерции, получаем вектор полной силы инерции

$$\bar{P}_{\text{и}} = \bar{P}_{\text{и}}^t + \bar{P}_{\text{и}}^n.$$

Абсолютная величина полной силы инерции звена вычисляется по следующей формуле

$$P_{\text{и}} = \sqrt{(P_{\text{и}}^t)^2 + (P_{\text{и}}^n)^2} = m \sqrt{(a_S^t)^2 + (a_S^n)^2} = m a_S, \quad (4.8)$$

где a_S – полное ускорение центра тяжести звена.

Полная сила инерции, равная массе всего звена, умноженной на полное ускорение центра тяжести, проходит через центр качания звена и направлена в сторону, обратную полному ускорению центра тяжести звена.

Приведение сил инерции к центру тяжести звена. Приложим две равные и противоположно направленные силы $P'_и$ в центре тяжести звена. Тогда силы инерции образуют одну пару сил с моментом

$$M_и = P'_и (l - e). \quad (4.9)$$

Подставляя выражения (4.2) и (4.6) в (4.9), получаем

$$M_и = m\epsilon l \frac{I_S}{me} = I_S \epsilon. \quad (4.10)$$

Особенностью этой формулы является то, что момент инерции взят относительно центра тяжести звена. Кроме момента, имеется сила инерции $P_и$, проходящая в данном случае через центр тяжести звена.

Силы инерции звена в сложном плоскопараллельном движении. Это движение представляет собой общий вид движения в плоскости. Оно свойственно шатунам, сателлитам планетарных передач и т. п.

Движение шатуна BSC (рис. 4.8, а), сложно движущегося в плоскости по законам кинематики, может быть представлено как состоящее из двух элементарных движений:

- переносного поступательного движения вместе с центром тяжести точкой S ;
- относительного вращения звена вокруг центра тяжести.

В первом движении силы инерции сводятся к результирующей, равной

$$P_и = m a_S, \quad (4.11)$$

где a_S – ускорение центра тяжести;

m – масса звена.

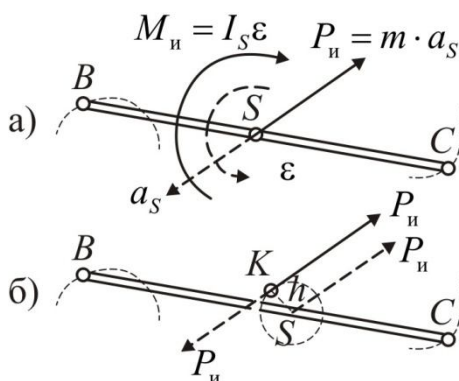


Рисунок 4.8 – К расчету сил инерции при сложном плоскопараллельном движении звена

Во втором движении образуется пара сил, момент которой равен

$$M_{\text{и}} = I_S \varepsilon, \quad (4.12)$$

где $\varepsilon = \frac{a_{CB}}{l_{CB}}$ – угловое ускорение звена BC в относительном движении

I_S – момент инерции звена относительно его центра тяжести.

Силу $P_{\text{и}}$ и пару $M_{\text{и}}$ можно заменить одной силой $P_{\text{и}}$. Для этого заменяем момент сил инерции парой сил инерции, причем вектор каждой из сил пары выбираем равным силе инерции $P_{\text{и}}$. Таким образом, плечо пары будет определяться из следующего выражения (рис. 4.8, б):

$$h = \frac{M_{\text{и}}}{P_{\text{и}}}.$$

Приложенные две равные и противоположно направленные силы инерции $P_{\text{и}}$ в центре тяжести взаимно уравниваются, остается лишь сила инерции, проходящая через точку K .

Положение точки K также нетрудно определить, для чего необходимо отложить плечо на линии, перпендикулярной направлению ускорения центра тяжести звена. Этот метод называется – приведение к одной силе. Переносное движение звена можно также представить вместе с точкой B или точкой C . Тогда в относительном движении появится сила инерции, вектор которой можно будет сложить с вектором силы инерции переносного движения и. таким образом, получить полную силу инерции.

5 ТРЕНИЕ В МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

5.1 Виды трения

Вопрос о природе трения до сих пор изучен недостаточно. Как показывают экспериментальные исследования, трение представляет собой сложный комплекс механических, физических и химических явлений, причем те или иные явления преобладают в зависимости от условий, при которых происходит процесс трения.

В нашу задачу не входит подробное изложение современных теорий трения и методов расчета трущихся элементов машин. Мы остановимся только на изложении элементарных сведений по теории трения, необходимых для решения простейших задач теории механизмов.

Обычно различают два основных вида трения: трение сухое (или трение несмазанных поверхностей) и трение жидкостное (или трение смазанных поверхностей). Кроме того, различают иногда еще два промежуточных вида трения: полусухое трение и полужидкое трение.

Явление сухого трения может быть объяснено схематически следующим образом. Рассматривая под большим увеличением поверхности трущихся тел, можно обнаружить, что эти поверхности не абсолютно гладкие, а шероховатые и покрыты большим количеством неровностей. На рисунке 5.1 схематически изображены трущиеся поверхности A и B . Если эти поверхности двигать друг относительно друга, то выступы одной поверхности будут задевать за выступы другой поверхности. Выступы будут деформироваться, деформации эти могут быть упругими и неупругими в зависимости от величины нагрузки, приложенной к трущимся поверхностям, скорости относительного движения, различных физических свойств трущихся тел (упругость, характер поверхностей и т. д.).

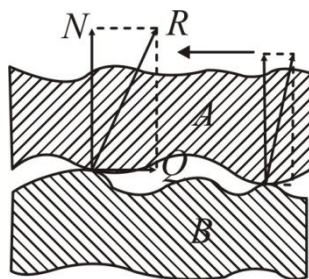


Рисунок 5.1 – Увеличенное изображение двух трущихся поверхностей

Если в точках соприкосновения приложить опорные реакции R , направленные по нормали к элементарным площадкам соприкосновения (рис. 5.1), и разложить их на составляющие, перпендикулярные и параллельные

направлению движения, то нормальные составляющие N будут уравниваться заданными нормальными нагрузками, а касательные составляющие Q в сумме создадут некоторую силу сопротивления относительно перемещению поверхностей A и B . Эта сила сопротивления и называется силой трения.

Если выступающие неровности поверхностей A и B непосредственно соприкасаются друг с другом, то такой вид трения называется сухим трением. Если же между поверхностями A и B имеется промежуточный слой смазки (рис. 5.2) и поверхности A и B непосредственно не соприкасаются, то такой вид трения называется жидкостным трением. Поэтому при жидкостном трении силами являются силы сопротивления сдвигу отдельных слоев смазки. Многие из различных явлений, которые имеют место при жидкостном трении, отсутствуют при сухом трении, и наоборот. Полусухим трением называют такой вид трения, при котором наиболее выступающие шероховатости не разделяются слоем смазки и приходят в непосредственное соприкосновения. Разница между полусухим и полужидкостным видами трения заключается главным образом в том, какой из основных видов трения преобладает.

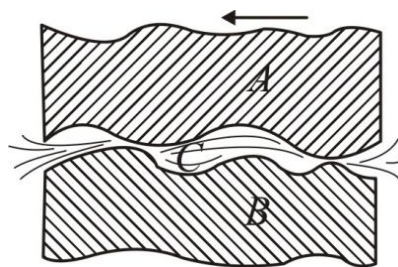


Рисунок 5.2 – Увеличенное изображение двух трущихся поверхностей, разделенных слоем смазки

Явления сухого и жидкостного трения по своей природе совершенно различны. Поэтому различны и методы учета сил трения в механизмах. Во фрикционных, ремённых и других передачах наблюдается сухое трение, в смазанных подшипниках, подпятниках и т. д. – жидкостное трение, переходящее иногда в полусухое или даже сухое трение (периоды пуска машины). Поэтому необходимо изучать оба вида трения.

По видам относительного движения различают: трение скольжения и трение качения (сопротивление перекатыванию).

При трении скольжения один и те же площадки соприкасающейся поверхности одного тела соприкасаются с различными площадками другого тела. При трении качения различные площадки соприкасающейся поверхности одного тела последовательно совпадают с соответствующими площадками другого тела.

5.2 Трение скольжения несмазанных тел

Рассмотрим основные закономерности, характеризующие явление трения скольжения несмазанных тел. Пусть тело, вес которого равен G , находится на наклонной плоскости (рис. 5.3), имеющей угол наклона α к горизонту. Если обозначить нормально реакцию наклонной плоскости через N , а силу, возникающую вследствие трения и направленную параллельно плоскости, – через F_0 , то для равновесия тела (влиянием опрокидывающего момента пренебрегаем) необходимо, чтобы удовлетворялись равенства

$$F_0 = G \sin \alpha, \quad N = G \cos \alpha.$$

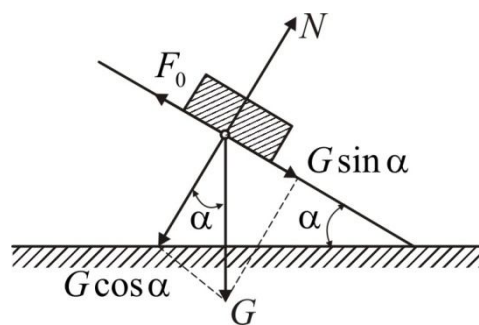


Рисунок 5.3 – К исследованию вопроса о трении на наклонной плоскости

Из этих равенств следует

$$\frac{F_0}{N} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.1)$$

Наблюдения показывают, что равновесие возможно, пока угол α не превышает некоторого предельного значения φ_0 и пока имеет место неравенство

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg} \varphi_0.$$

Если обозначить $\operatorname{tg} \varphi_0$ через f_0 , то можно написать:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq f_0.$$

Число f_0 называется коэффициентом трения покоя, а угол φ_0 – углом трения покоя.

Из равенства (5.1) следует, что величина силы F_0 удовлетворяет неравенству

$$F_0 \leq f_0 N. \quad (5.2)$$

Трение, имеющее место при относительном покое соприкасающихся тел, называется трением покоя или статическим трением.

Физический смысл неравенства (5.2) можно пояснить следующим образом. Если представить себе, что на тело действует сдвигающая сила, величина которой постепенно увеличивается от нулевого значения, то эта сила будет вызывать постепенно увеличивающуюся деформацию сдвига трущихся поверхностей, но тело не будет находиться в движении. Когда величина сдвигающей силы достигнет значения, равного величине $f_0 N$, то в дальнейшем начнется уже движение одного тела относительно другого.

Неравенство (11.2) устанавливает только максимально возможную величину силы трения покоя, так как сила трения является слагающей пассивной реакции связи и ее сначала неизвестное направление определяется в дальнейшем только активными силами. Из этого неравенства также следует, что сила трения покоя имеет всегда такую величину, которая необходима для предотвращения скольжения тел одного относительно другого, но не может превзойти некоторого предельного значения. Если бы трение отсутствовало, то равновесие было бы возможно при вполне определенных значениях сил или координат, определяющих наложение тела. При трении имеется целая область положений равновесия и бесконечное множество значений активных сил, при которых имеет место равновесие.

Если соприкасающиеся тела находятся в относительном движении, то имеет место не трение покоя, а трение движения или кинетическое трение.

В отличие от силы трения покоя, сила трения движения производит определенную работу. В конце XVII века французским ученым Кулоном было опубликовано сочинение, в котором он на основе собственных наблюдений и исследований других ученых (главным образом Амонтона) сформулировал следующие основные положения:

- а) сила трения скольжения пропорциональна нормальному давлению;
- б) трение зависит от материалов и состояния трущихся поверхностей;
- в) трение почти не зависит от величины относительной скорости трущихся тел;
- г) трение не зависит от величины поверхностей соприкасания трущихся тел;
- д) трение покоя больше трения движения;
- е) трение возрастает с увеличением времени предварительного контакта соприкасающихся поверхностей.

Анализ положений, выдвинутых Амонтоном и Кулоном, сделанный последующими исследователями, показал, что эти положения могут считаться правильными только в применении к определенным трущимся материалам и только в некоторых пределах изменения скоростей и нагрузок. Так, например,

на основе ряда экспериментов было установлено, что зависимость силы трения от нормального давления выражается следующим равенством

$$F = A + f_c N, \quad (5.3)$$

где F – сила трения;

f_c – коэффициент трения движения, принимаемый для рассматриваемых тел постоянным;

N – нормальное давление;

A – некоторая постоянная трения, не зависящая от давления, а зависящая от способности соприкасающихся поверхностей к предварительной сцепленности.

Таким образом, хотя зависимость силы трения от нормального давления линейна, закон изменения силы трения в функции нормального давления выражается в виде прямой, не проходящей через начало координат (рис. 5.4, а). Постоянная величина A характеризует как бы «цепкость» соприкасающихся поверхностей и показывает необходимость приложения некоторой дополнительной силы для преодоления предварительной сцепленности соприкасающихся поверхностей.

Разделив обе части равенства (5.3) на величину N , получим

$$\frac{F}{N} = \frac{A}{N} + f_c. \quad (5.4)$$

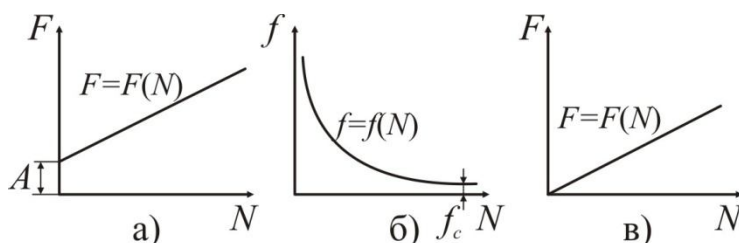


Рисунок 5.4 – К исследованию вопроса о трении:

а – график линейной зависимости силы сухого трения от нормальной силы;

б – график гиперболической зависимости коэффициента трения от нормальной силы; в – график зависимости силы трения от нормальной силы, применяемый в расчетной практике

Если принять, согласно положению Амонтона – Кулона, что величина силы трения F прямо пропорциональна величине нормального давления, т. е. $F = fN$, $f = \frac{F}{N}$, то равенство (5.4) можно будет переписать так:

$$f = \frac{A}{N} + f_c. \quad (5.5)$$

Графическое изображение зависимости, выраженной соотношением (5.5), показано на рисунке 5.4, б. График представляет собой гиперболу. Таким образом, коэффициент трения, вообще говоря, зависит от нормального давления.

В большинство технических расчетов обычно пользуются уравнением Амонтона – Кулона в простейшей его форме, пренебрегая цепкостью поверхности, и считают

$$F = fN, \quad (5.6)$$

где f – некоторое среднее значение коэффициента трения, определяемого из опыта и принимаемого постоянным.

Графическое изображение соотношения (5.6) дано на рисунке 5.4, в.

Опыты показали, что коэффициент трения f для большинства материалов убывает с увеличением относительной скорости, достигая при значительных скоростях некоторого постоянного значения. В отдельных случаях, как, например, при трении кожи о сталь и чугун, коэффициент трения возрастает с увеличением скорости.

Опыты также показывают, что коэффициент трения f изменяется при увеличении нагрузки на единицу площади соприкасания. Зависимость силы трения от относительной скорости и удельного давления легко объясняется тем, что величины и характер деформаций отдельных выступов соприкасающихся поверхностей являются различными в зависимости от относительной скорости и удельного давления.

Опытное определение силы трения движения F и силы трения покоя F_0 может быть сделано, если приложить к телу движущую силу, параллельную плоскости соприкасания.

Тело, как указывалось выше, выходит из состояния покоя, когда величина этой движущей силы достигает значения

$$P_0 = F_0 = f_0 N.$$

Чтобы тело продолжало двигаться с постоянной скоростью, необходимо приложить к нему движущую силу, несколько меньшую силы P_0 и равную по величине

$$P = fN.$$

Значение коэффициентов трения f и f_0 для наиболее употребительных сочетаний материалов соприкасающихся пар приводится во всех инженерных справочниках.

Рассмотрим далее вопрос о направлении сил трения для некоторых случаев движения соприкасающихся тел.

Пусть тело A движется со скоростью v_A относительно неподвижного тела B (рис. 5.5). Сила трения F_A , приложенная к телу A , имеет направление, противоположное скорости v_A . Если необходимо определить, в каком направлении действует сила F_B , приложенная к телу B , то надо рассмотреть движение тела B относительно тела A . Для этого сообщаем обоим телам скорость $-v_A$, противоположную скорости v_A . В этом случае тело A станет неподвижным, а тело B начнет двигаться относительно A со скоростью $-v_A$, и, следовательно, сила трения F_B будет направлена в сторону, противоположную скорости $-v_A$. Силы F_A и F_B равны между собой по величине и имеют противоположные направления. Таким образом, сила трения всегда имеет направление, противоположное относительной скорости движения.

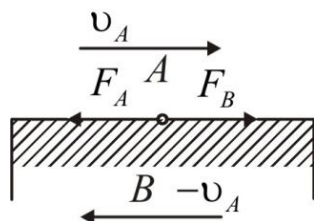


Рисунок 5.5 – К вопросу о связи между направлениями силы трения и относительной скорости движения трущихся тел

Когда относительная скорость движения равна нулю, сила трения движения отсутствует, но тогда может появиться в зависимости от внешних действующих сил сила статического трения.

Основные положения о силах сухого трения в уточненной форме могут быть сформулированы так:

а) коэффициент трения можно считать постоянным и силы трения прямо пропорциональными нормальным давлениям только в определенном диапазоне скоростей и нагрузок;

б) силы трения всегда направлены в сторону, противоположную относительным скоростям;

в) трение покоя в начальный момент движения в большинстве случаев несколько больше трения движения;

г) с увеличением скорости движения сила трения в большинстве случаев уменьшается, приближаясь к некоторому постоянному значению;

д) с возрастанием удельного давления сила трения в большинстве случаев увеличивается;

е) с увеличением времени предварительного контакта сила трения возрастает.

6 К ВОПРОСУ О ТРЕНИИ В ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ

6.1 Трение в поступательной кинематической паре

Пусть ползун A нагружен некоторой силой P (рис. 6.1), представляющей собой результирующую всех действующих на ползун сил, и пусть коэффициенты трения покоя и движения соответственно равны f_0 и f . Рассмотрим, при каких условиях ползун A начнет двигаться по неподвижной направляющей B . Для этого перенесем точку приложения силы P в точку O и разложим эту силу на составляющие P' и P'' , из которых первая параллельна поверхности соприкосновения, а вторая к ней перпендикулярна. Если обозначить угол, образуемый силой P с нормалью $n-n$, через φ_0 , то величины составляющих P' и P'' будут соответственно равны

$$P' = P \sin \varphi_0 \text{ и } P'' = P \cos \varphi_0.$$

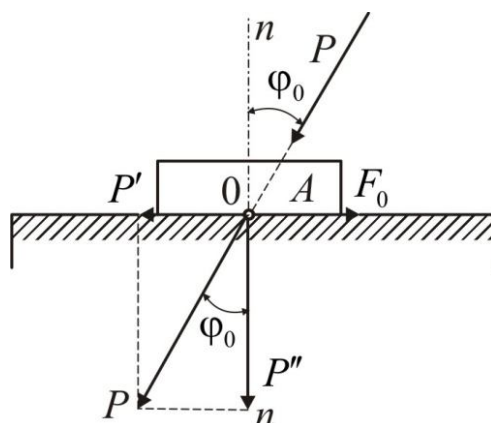


Рисунок 6.1 – К вопросу о трении в поступательной паре

Под действием силы P'' поверхности соприкосновения сближаются друг с другом, а под влиянием силы P' ползун A стремится сдвинуться относительно направляющей B . Величина силы трения покоя B , по закону Амонтона – Кулона равна

$$F_0 = P'' f_0 = P f_0 \cos \varphi_0.$$

Ползун сдвинется с места и тот момент, когда величина силы P' достигнет значения F_0 , и будет иметь место равенство

$$P' = F_0.$$

Подставив вместо P' и F_0 их значения, можно написать:

$$P \sin \varphi_0 = P f_0 \cos \varphi_0;$$

отсюда

$$f_0 = \frac{\sin \varphi_0}{\cos \varphi_0} = \operatorname{tg} \varphi_0.$$

Из этой формулы следует, что ползун A выходит из состояния покоя, когда тангенс угла φ_0 становится равным коэффициенту трения покоя f_0 .

Угол φ_0 , как было указано выше, называется углом трения покоя. Величина силы трения движения F меньше величины силы трения покоя F_0 . Следовательно, и угол трения движения φ меньше угла трения покоя φ_0 , т. е. $\varphi < \varphi_0$.

Угол φ может быть определен из равенства $f = \operatorname{tg} \varphi$.

Углы трения покоя и движения позволяют в очень простой геометрической форме представить взаимодействие сил, приложенных к ползуну, перемещающемуся с трением по направляющей. Рассмотрим условия равновесия ползуна 1 , движущегося с трением по направляющей 2 (рис. 6.2) с постоянной скоростью v . На ползун действуют силы T и Q . Сила T параллельна оси направляющей 2 и стремится перемещать ползун 1 вдоль оси направляющей 2 . Сила Q , перпендикулярная к оси направляющей, прижимает ползун 1 к направляющей 2 .

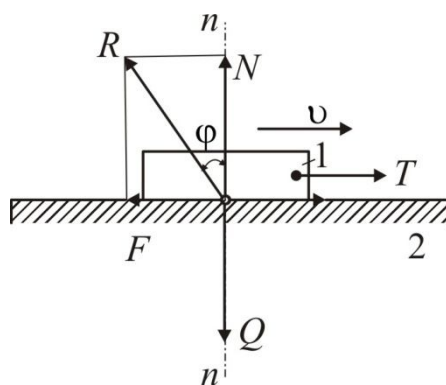


Рисунок 6.2 – К определению равнодействующей реакции трущихся поверхностей во время движения одного тела по другому

Воздействие направляющей 2 на ползун 1 сводится к действию на него нормальной реакции N и силы трения F . Пусть задан угол трения φ , тогда величина силы трения F будет равна

$$F = N f. \quad (6.1)$$

Сложением сил F и N находим результирующую силу R представляющую собой полную реакцию звена 2, равную по величине

$$R = \sqrt{N^2 + F^2} = \sqrt{N^2 + N^2 \operatorname{tg}^2 \varphi} = N \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi} = N \frac{1}{\cos \varphi},$$

откуда

$$R \cos \varphi = N.$$

Из этого равенства следует, что полная реакция R отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ .

Таким образом, для учета сил трения в поступательной паре надо отклонить реакцию R от направления нормали $n-n$ на угол трения φ в сторону, обратную скорости v движения ползуна относительно неподвижной направляющей.

Отложим от нормали $n-n$ (рис. 6.3) углы φ_0 и φ трения покоя и движения. Если тело находится в покое, то направление реакции R всегда располагается внутри угла, равного $2\varphi_0$ и большего угла 2φ .

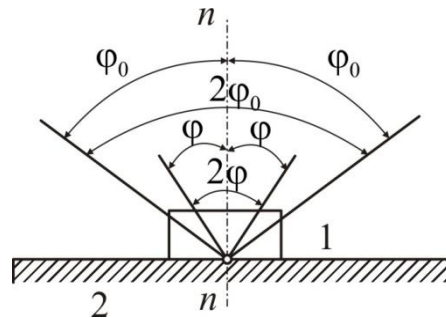


Рисунок 6.3 – Углы трения покоя и движения

Покажем теперь, что если результирующая внешняя сила P , действующая на ползун 1, приложена под углом α к нормали $n-n$, меньшим угла трения покоя φ_0 , то неподвижный ползун 1 не может быть приведен в движение (рис. 6.4). Разложим силу P на две силы: силу P' и силу P'' , равные

$$P' = P \sin \alpha, \quad P'' = P \cos \alpha.$$

Величина силы трения покоя F_0 равна

$$F_0 = f_0 N = f_0 P'' = P \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi_0.$$

Подставив в это равенство значение $P = \frac{P'}{\sin \alpha}$, получим

$$F_0 = P' \frac{\operatorname{tg} \varphi_0}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

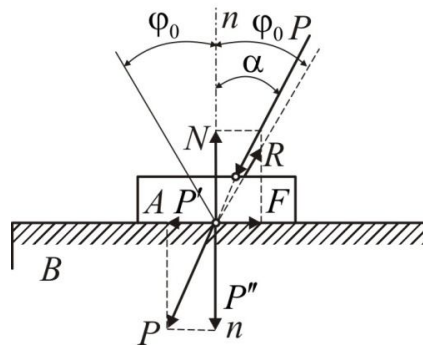


Рисунок 6.4 – К определению возможности движения ползуна по направляющей

Так как по условию $\varphi_0 > \alpha$, то

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi_0}{\operatorname{tg} \alpha} > 1,$$

откуда

$$P' < F_0,$$

т. е. сила P' , стремящаяся сдвинуть ползун 1 по направляющей 2, меньше силы трения покоя F_0 . Таким образом, если $\alpha < \varphi_0$, то неподвижный ползун продолжает оставаться в покое вне зависимости от величины силы P . Ползун 1 начнет перемещаться, если $\alpha \geq \varphi_0$. Отложим угол φ_0 вправо и влево от нормали $n-n$ (рис. 6.4). Тогда угол $2\varphi_0$ будет ограничивать некоторую область равновесия тела. Любая сила, приложенная в этой области под углом $\alpha < \varphi_0$, не сможет вывести ползун из состояния покоя.

Если давать силе P различные направления в пространстве, то область равновесия будет ограничена конусом трения покоя, который может быть образован вращением угла трения φ_0 вокруг нормали $n-n$ к соприкасающимся поверхностям (рис. 6.5).

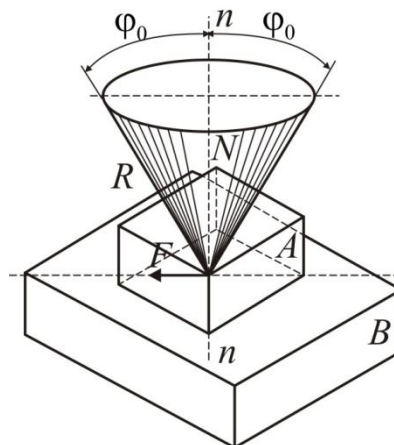


Рисунок 6.5 – Конус трения покоя

Из аналогичных рассуждений можно установить, что если тело находится в движении, то направление приложенной к ползуну силы должно проходить по стороне угла или вне угла, разного 2φ , или по образующей, или вне конуса, раствор которого равен также 2φ .

Перейдем к рассмотрению возможных случаев движения ползуна в неподвижных направляющих. На рисунке 6.6 показан кривошипно-ползунный механизм с симметричным относительно точки C ползуном 4,двигающимся в неподвижных направляющих 1. К ведущему кривошипу 2 приложен движущий момент M_d , а к ведомому ползуну 4 – сила T – результирующая сила сопротивления веса и силы инерции ползуна. Если пренебречь весом и силами инерции шатуна 3, то ползун 4 будет находиться под действием движущей силы P , направленной вдоль оси BC шатуна 3 и равной $P = M_d/h$, силы T , реакции N со стороны направляющей 1 и силы трения F (рис. 6.6). Величина силы трения F , если пренебречь размерами a и b ползуна и считать, что ползун всей поверхностью прижимается к одной из сторон направляющих, будет равна

$$F = fN = fP \sin \alpha, \quad (6.2)$$

где N – реакция направляющей 1, проходящей через точку C .

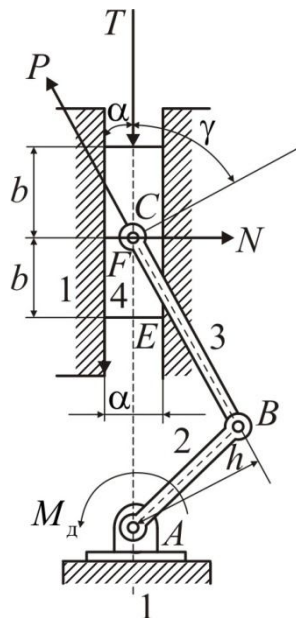


Рисунок 6.6 – распределение сил в кривошипно-ползунном механизме

Аналогичную схему нагрузки имеем в кулачковом механизме (рис. 6.7), в котором к ползуну 3 приложены движущая сила P , направленная по нормали $n-n$ к профилю кулачка, сила T , нормальные реакции N направляющих и сила трения F . Силы N и F на рисунке 6.7 не показаны.

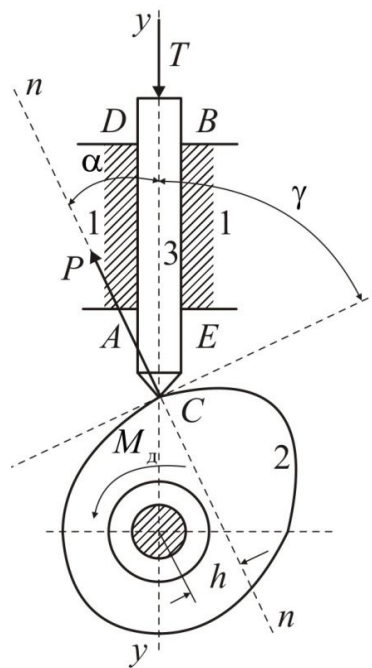


Рисунок 6.7 – Распределение сил в кулачковом механизме

Если опорные поверхности направляющих 1 (рис. 6.8) считать упругими, то давление на эти поверхности будет распределяться по сложному закону, определяемому внешними нагрузками и упругими свойствами ползуна и поверхностей направляющих. Точное решение такой задачи представляет значительные трудности, а потому примем некоторые упрощающие предположения. Так как между ползуном и направляющими всегда имеется производственный зазор, то под действием приложенных к ползуну сил ползун может или прижиматься к левой AD , или к правой EB поверхности направляющих, или перекашиваться так, как это схематично показано на рисунке 6.8. В первом случае сила трения может быть определена по формуле (6.2). Во втором случае реакции опор надо считать приложенными в точках A и B или D и E (рис. 6.8).

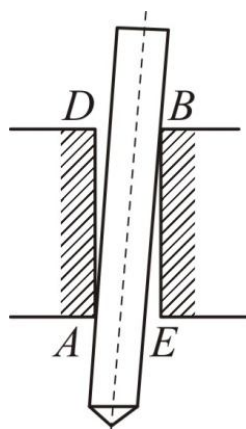


Рисунок 6.8 – Явление перекоса ползуна в направляющих

На рисунке 6.9 показана расчетная схема действия сил на ползун в случае его перекоса и учета его размеров. Движущая сила P приложена к ползуну в точке C под углом α к оси Cx . Сила сопротивления T действует по оси Cy ползуна. В точках A и B к ползуну приложены реакции N_1 и N_2 направленные параллельно оси Cx и силы трения F_1 и F_2 . Для решения задачи силового анализа сила T должна быть задана, определению подлежит необходимая для движения сила P . Известно, что силы трения F_1 и F_2 соответственно равны

$$F_1 = fN_1, F_2 = fN_2.$$

Составляем уравнения проекций сил на оси координат Cx и Cy , а также уравнение моментов всех сил относительно точки C :

$$\left. \begin{aligned} N_1 - N_2 + P \cos \alpha &= 0, \\ P \sin \alpha - fN_1 - fN_2 - T &= 0, \\ -N_1 k + N_2 (l + k) + fN_1 \frac{a}{2} - fN_2 \frac{a}{2} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6.3)$$

где a – ширина ползуна;

k – консольный вылет ползуна;

l – расстояние между точками контакта ползуна с направляющими.

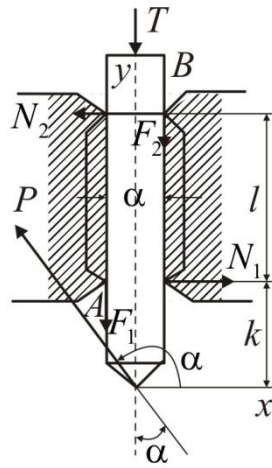


Рисунок 6.9 – Расчетная схема действия сил в случае перекоса ползуна в направляющих

Совместно решая два первых уравнения системы (6.3) относительно N_1 и N_2 , получаем

$$N_1 = \frac{P \sin \alpha - fP \cos \alpha - T}{2f}, \quad (6.4)$$

и

$$N_2 = \frac{P \sin \alpha + fP \cos \alpha - T}{2f}, \quad (6.5)$$

Подставляя выражения для N_1 и N_2 в третье уравнение системы (6.3) и решая полученное после этого равенство относительно P , окончательно имеем

$$P = \frac{T}{\sin \alpha + f \left(1 + \frac{2k}{l} - \frac{f\alpha}{l} \right) \cos \alpha}. \quad (6.6);$$

Соотношение (6.6) устанавливает зависимость движущей силы P от силы сопротивления T , приложенной к ползуну.

Вылет k ползуна имеет всегда конечную величину, поэтому в практических расчетах можно в соотношении (6.6) пренебречь членом $f(a/l)$, потому что он весьма мал по сравнению с членом $2k/l$, входящим в соотношение (6.6). Например, если принять коэффициент $f = 0,1$, то при размерах, показанных на рисунок 6.9, величина $f(a/l)$ приблизительно в 40 раз меньше величины $2k/l$. Следовательно, можно практически пользоваться соотношением

$$P = \frac{T}{\sin \alpha + f \left(1 + \frac{2k}{l} \right) \cos \alpha}. \quad (6.7)$$

Формула (6.7) показывает, что для уменьшения движущей силы P при одной и той же силе T сопротивления надо стремиться к тому, чтобы сила P как можно меньше отклонялась от направления S_y .

В некоторых случаях поверхность соприкосновения ползуна и направляющей в поперечном сечении имеет вид симметричного двугранного угла или желоба (рис. 6.10, а). Такой ползун называется клинчатый. К ползуну l приложена движущая сила P , параллельная оси желоба, сила Q , перпендикулярная к этой оси, нормальные реакции N_1 и N_2 перпендикулярные к граням желоба, и две равные силы трения F_1 и F_2 . Сила трения F , равная $F = F_1 + F_2$, определяется по формуле

$$F = (N_1 + N_2)f = 2N_1f, \quad (6.8)$$

так как $N_2 = N_1$. Далее имеем

$$N_1 + N_2 + Q = 0. \quad (6.9)$$

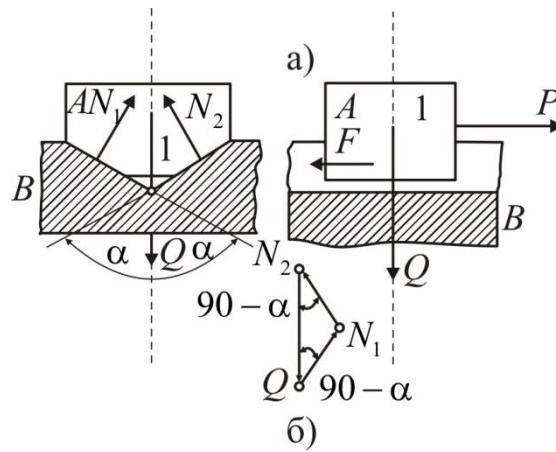


Рисунок 6.10 – Направляющая поступательной пары в виде желоба:

a – схема; б – треугольник сил

Строим треугольник сил (рис. 6.10, б) согласно уравнению (6.9). Из этого треугольника получаем

$$2N_1 = \frac{Q}{\sin \alpha}.$$

Тогда формула (6.8) будет иметь вид

$$F = Q \frac{f}{\sin \alpha} \quad (6.10)$$

или $F = f'Q$, где

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha}. \quad (6.11)$$

Из (6.11) видно, что величина f' , условно называемая коэффициентом трения клинового ползуна, больше, коэффициента трения плоского ползуна в направляющих.

В некоторых случаях находят применение круглые ползуны, движущиеся в желобе, имеющем форму круглого цилиндра (рис. 6.11).

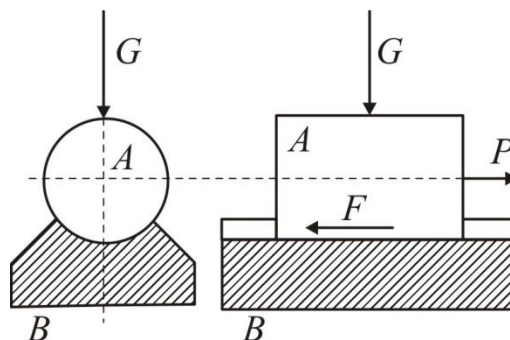


Рисунок 6.11 – Направляющая поступательной пары в виде круглого цилиндра

Для таких ползунов рекомендуется определять силу трения F по формуле

$$F = f'G,$$

где

$$f' = 1,27f.$$

В случае движения ползуна по подвижным направляющим, как это имеет место, например, в кулисном механизме (рис. 6.12), метод определения величины силы трения такой же, как и для движения ползуна по неподвижным направляющим, но для определения силы трения надо пользоваться правилом и направлять силу трения в сторону, обратную относительной скорости движения ползуна по подвижной направляющей.

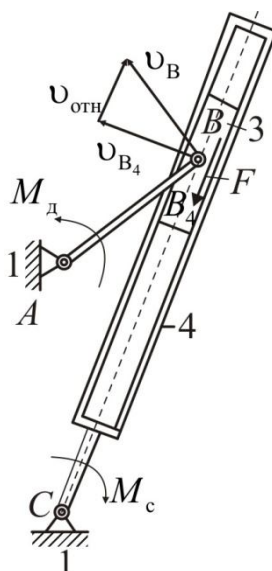


Рисунок 6.12 – Схема кулисного механизма

На рисунке 6.12 ползун 3 скользит в направляющих звена 4. Из треугольника скоростей, построенного на схеме, видно направление относительной скорости v_{OTN} . Сила трения F , приложенная к ползуну 3, по направлению противоположна вектору v_{OTN} .

6.2 Трение в винтовой кинематической паре

При рассмотрении трения в винтовой кинематической паре обычно делают целый ряд допущений. Во-первых, так как закон распределения давлений по винтовой резьбе неизвестен, то условно считают, что давление гайки на винт или, наоборот, винта на гайку приложено по средней линии резьбы. Средняя линия резьбы расположена на расстоянии r от оси винта

(рис. 6.13, а). Во-вторых, предполагается, что действие сил в винтовой паре может быть сведено к действию сил на ползун, находящийся на наклонной плоскости. Развертывая среднюю линию винтовой резьбы на плоскость, сводят пространственную задачу к плоской, для чего поступают следующим образом (рис. 6.13, б).

Пусть на гайку A действует некоторая сила P_0 и некоторая пара сил в плоскости, перпендикулярной коси винта (рис. 6.13, б). Момент M этой пары мы можем представить в виде момента силы P_k , приложенной на расстоянии r' от оси $z-z$, т. е. $M = P_k r'$.

Чтобы гайка двигалась равномерно вдоль оси $z-z$ в направлении, противоположном направлению силы P_0 , необходимо, чтобы момент M равнялся моменту силы P относительно той же оси $z-z$.

Имеем

$$P_k r' = Pr.$$

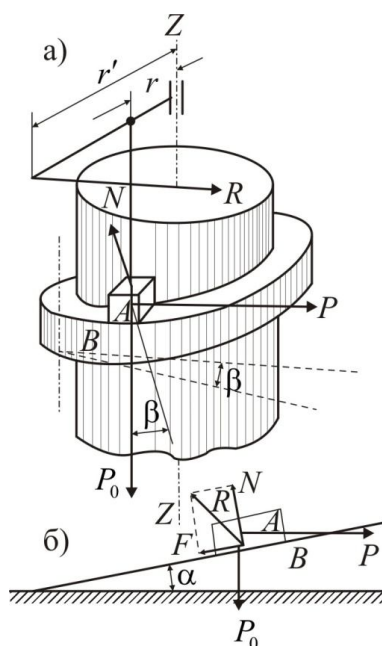


Рисунок 6.13 – Пространственная схема винтовой пары

В этом равенстве P есть сила, необходимая для равномерного перемещения тела A (гайки) по наклонной плоскости B (рис. 6.14, а), угол подъема α , которой равняется углу подъема винтовой резьбы β (рис. 6.13). Строим план сил согласно уравнению равновесия сил, действующих на гайку A . Имеем

$$P_0 + P + N + F = 0.$$

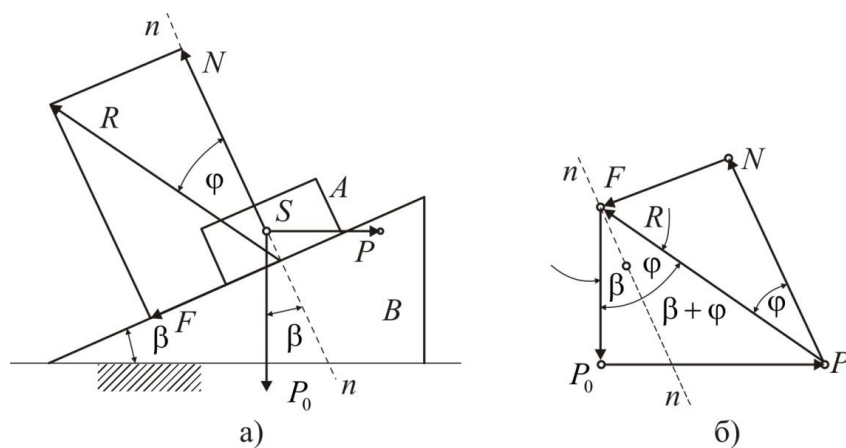


Рисунок 6.14 – К силовому расчету винтовой пары:
а – распределение сил; б – план сил

Из плана сил (рис. 6.14, б) следует, что величина силы P равна

$$P = P_0 \operatorname{tg}(\beta + \varphi),$$

следовательно,

$$P_k r' = P_0 r \operatorname{tg}(\beta + \varphi),$$

или

$$P_k = P_0 \frac{r}{r'} \operatorname{tg}(\beta + \varphi). \quad (6.12)$$

Равенство (6.12) связывает величину силы P_0 с параметрами винтовой пары и углом трения φ . В случае движения гайки по направлению, совпадающему с направлением силы P_0 , формула (6.12) принимает следующий вид:

$$P_k = P_0 \frac{r}{r'} \operatorname{tg}(\beta - \varphi). \quad (6.13)$$

При $\beta < \varphi$ двухзвенный механизм, состоящий из винта и гайки, является самотормозящимся, т. е. гайка под действием силы P_0 (рис. 6.13) не будет вращаться и скользить вдоль оси $z - z$.

Из плана сил (рис. 6.14, б) имеем, что сила трения F равна

$$F = R \sin \varphi. \quad (6.14)$$

Так как реакция R равна $R = \frac{P}{\sin(\beta + \varphi)}$, то, подставляя это значение R в равенство (6.14), получаем

$$F = P \frac{\sin \varphi}{\sin(\beta + \varphi)} = P \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sin \beta + \cos \beta \operatorname{tg} \varphi} = P \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}, \quad (6.15)$$

так как коэффициент трения $f = \operatorname{tg} \varphi$.

Выведенными соотношениями можно пользоваться при определении сил трения в винтовых парах с прямоугольной резьбой. При треугольной резьбе (рис. 6.15) весьма приближенно считают, что движение гайки аналогично движению клинового ползуна по желобу, у которого угол между вертикалью и стенками желоба равен $90^\circ - \alpha$, где α – угол подъема резьбы. Тогда коэффициент трения f' выразится так:

$$f' = \frac{f}{\sin(90^\circ - \alpha)} = \frac{f}{\cos \alpha},$$

следовательно,

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha}.$$

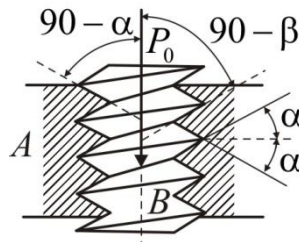


Рисунок 6.15 – Винтовая пара с треугольной резьбой

Формула для определения силы трения F в винтовой паре с треугольной резьбой имеет следующий вид:

$$F = P \frac{f'}{\sin \beta + f' \cos \beta}. \quad (6.16)$$

Так как коэффициент трения f больше коэффициента трения f' , то трение в винтовой паре с треугольной резьбой больше, чем в винтовой паре с резьбой прямоугольной.

7 К ВОПРОСУ О ТРЕНИИ ВО ВРАЩАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ

7.1 Трение по вращательной кинематической паре

При рассмотрении явления сухого трения во вращательной кинематической паре пользуются различными гипотезами о законах распределения нагрузки на поверхностях элементов этой пары. С помощью этих гипотез могут быть выведены соответствующие формулы для определения сил трения и мощности, затрачиваемой на преодоление этих сил. Такие гипотезы были предложены некоторыми учеными (Рейе, Венсбах и др.). Недостатком всех этих гипотез, так же как это имело место и для винтовой пары, является отсутствие достаточного Экспериментального материала по вопросам распределения давлений во вращательных парах, работающих без смазки. Поэтому мы не будем останавливаться на всех различных формулах определения сил трения во вращательных парах, ограничившись выводом простейших из них, сделанным на основе элементарнейших предположений, схематизирующих явление.

Начнем с простейшего предположения, что вал 1 , располагающийся в подшипнике 2 , находится под действием радиальной силы Q и внешнего момента M и вращается с постоянной угловой скоростью ω (рис. 7.1). Между валом 1 и подшипником 2 имеется радиальный зазор. Тогда при вращении вала в направлении, указанном стрелкой, при наличии трения между валом и подшипником его цапфа будет как бы «взбегать» на подшипник. Предположим, что вследствие «взбегания» цапфы на подшипник соприкасание элементов кинематической пары оказывается в точке A , где реакция R параллельна силе Q . На основании ранее установленных положений полная реакция R должна быть отклонена от нормали на угол трения φ , и величина силы трения F получается равной

$$F = fN = fR \cos \varphi = fQ \cos \varphi, \quad (7.1)$$

так как при равновесии цапфы $R = Q$.

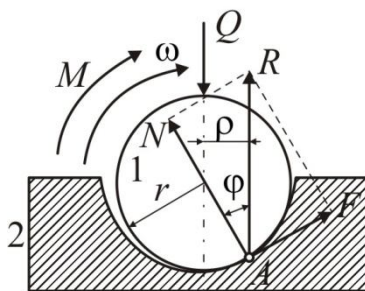


Рисунок 7.1 – Вид в подшипнике

Момент M , приложенный к цапфе, уравнивается моментом трения $M_{\text{тр}}$ равным

$$M_{\text{тр}} = fr - fQr \cos \varphi = Qr \sin \varphi = R\rho, \quad (7.2)$$

где $\rho = r \sin \varphi$.

Если из центра вала O описать радиусом ρ окружность (рис. 7.2), то полная реакция R будет направлена по касательной к этой окружности. Круг радиуса ρ по аналогии с углом и конусом трения называется кругом трения.

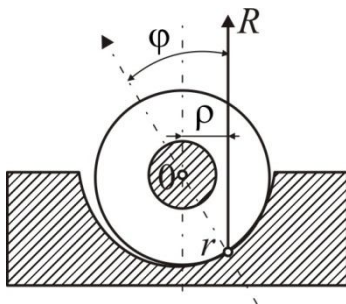


Рисунок 7.2 – Круг трения

Так как углы трения малы, то можно считать $\sin \varphi \approx \tan \varphi$. Вследствие этого радиус ρ круга трения будет приближенно равен $\rho = rf$. Момент трения $M_{\text{тр}}$ во вращательной паре обычно определяется по формуле

$$M_{\text{тр}} = Qrf', \quad (7.3)$$

где Q – результирующая нагрузка на цапфу;

r – радиус цилиндрического элемента пары;

f' – коэффициент трения во вращательной паре.

Коэффициент трения f' определяется экспериментально для различных условия работы вращательных пар и изменяется в значительных пределах в зависимости от материалов и состояния трущихся поверхностей, от условий их работы и т. д. Для неприработавшихся цапф при сухом трении обычно f' принимают равным $f' = \frac{3}{2}f$, а для приработавшихся $f' = \frac{4}{3}f$, где f – коэффициент трения плоских соприкасающихся поверхностей из того же материала.

В некоторых случаях вращательные пары выполняют в виде пяты A и подпятника B (рис. 7.3), нагруженных осевой силой P . В этом случае на поверхности соприкосновения пяты и подпятника возникает сила трения вращения, подчиняющаяся закону Амонтона – Кулона. На рисунке 7.3

показана кольцевая пята, имеющая в качестве опорной поверхности кольцо шириной a , равной $a = r_2 - r_1$.

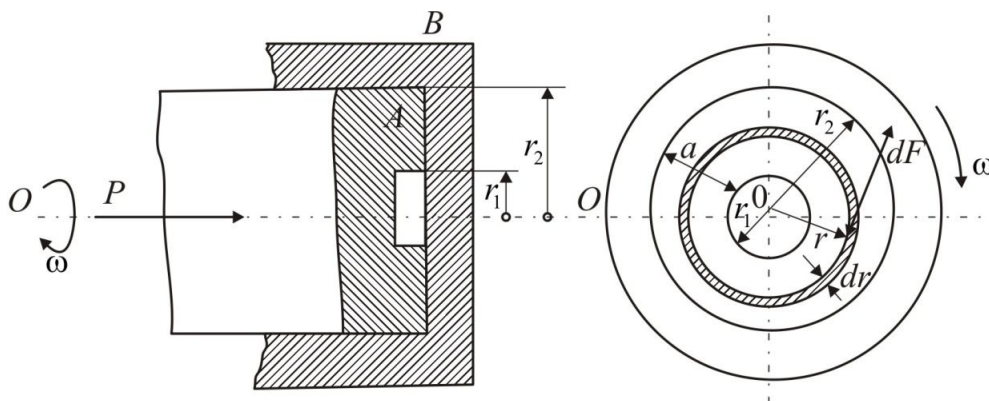


Рисунок 7.3 – Пята с подпятником

Если принять распределение давления равномерным по всей ширине кольца, то величина удельного давления p на единицу опорной площади будет равна

$$p = \frac{P}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (7.4)$$

Выделим на пяте кольцо радиуса r , ширина которого равна бесконечно малой величине dr . Элементарный момент трения $dM_{\text{тр}}$, на этой площади равен

$$dM_{\text{тр}} = dF_{\text{тр}} r. \quad (7.5)$$

Элементарная сила трения $dF_{\text{тр}}$ равна

$$dF_{\text{тр}} = fdN = fp2\pi r dr, \quad (7.6)$$

где N – нормальное усилие на упомянутое кольцо, следовательно,

$$dM_{\text{тр}} = fp2\pi r^2 dr. \quad (7.7)$$

Интегрируя равенство (7.7) в пределах от r_1 до r_2 , получаем

$$M_{\text{тр}} = 2\pi fp \int_{r_1}^{r_2} r^2 dr = \frac{2}{3} \pi fp (r_2^3 - r_1^3), \quad (7.8)$$

или, учетом равенства (7.4),

$$M_{\text{тр}} = \frac{2}{3} Pf \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (7.9)$$

Если пята не кольцевая, а сплошная, то $r_1 = 0$ и $r_2 = 0$. Равенство (7.9) принимает вид

$$M_{\text{тр}} = \frac{2}{3} P f r. \quad (7.10)$$

7.2 Трение скольжения смазанных тел

Выше были рассмотрены основные вопросы теории сухого трения в кинематических парах. В настоящем параграфе изложим некоторые основные сведения по теории жидкостного трения. Как указывалось выше, при жидкостном трении непосредственное соприкосновение между двумя поверхностями, движущимися друг относительно друга, отсутствует, ибо между этими поверхностями имеется промежуточный смазочный слой жидкости. При относительном движении поверхностей наблюдается сдвиг отдельных слоев жидкости друг относительно друга. Таким образом, трение в жидкостном слое сводится к вязкому сдвигу.

Для удобства технических расчетов при изучении жидкостного трения вводят понятие коэффициента трения, но, в отличие от коэффициента сухого трения, коэффициент жидкостного трения f зависит от скорости v движения слоев смазки друг относительно друга, от нагрузки p и от коэффициента вязкости η , т. е.

$$f = f(v, p, \eta).$$

Коэффициент вязкости η называется динамическим коэффициентом вязкости и имеет размерность Н·с/м².

Исследуя плоскопараллельное движение вязкой жидкости, Ньютон нашел опытным путем, что величина силы T необходимой для перемещения одного слоя жидкости параллельно другим, равна

$$T = F \eta \frac{dv}{dy}, \quad (7.11)$$

где T – сила вязкого сдвига;

F – площадь поверхности скольжения;

η – динамический коэффициент вязкости;

dv/dy – изменение скорости по высоте слоя (градиент скорости). Сила вязкого сдвига на единицу поверхности, или напряжение сдвига, равняется

$$\tau = \frac{T}{F} = \eta \frac{dv}{dy}. \quad (7.12)$$

Основоположник теории трения смазанных тел Н. П. Петров в 1883 г. в работе «Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости» сформулировал основные требования, необходимые для жидкостного трения. Эти требования следующие:

а) смазочная жидкость, заполняющая зазор между скользящими поверхностями, должна удерживаться в зазоре;

б) в слое смазки при относительном скольжении смазываемых поверхностей должно возникать и поддерживаться внутреннее давление, уравнивающее внешнюю нагрузку, прижимающую скользящие поверхности одну к другой;

в) смазочная жидкость должна полностью разделять скользящие поверхности;

г) слой жидкости, находящийся между скользящими поверхностями, должен иметь толщину не менее минимального предела, определяемого наиболее выступающими частями шероховатостей трущихся поверхностей.

Для выполнения первого требования необходимо, чтобы при смачивании смазочной жидкостью твердых тел силы сцепления между поверхностями твердых тел и прилегающим слоем жидкости были больше сил сцепления между частицами смазочной жидкости. Тогда при относительном движении смоченных твердых поверхностей возникает относительное скольжение слоев смазочной жидкости и не наблюдается скольжения жидкости относительно твердых тел.

Для удовлетворения второго требования необходимо, чтобы между скользящими поверхностями непрерывно нагнеталась смазочная жидкость, и между этими поверхностями был обеспечен клиновидный зазор. В применении к цапфе, лежащей в подшипнике (рис. 7.4), это достигается тем, что радиусы подшипника R и цапфы r не равны между собой. Благодаря этому между цапфой и подшипником создается клиновидный зазор $a - a$, в который при вращении цапфы нагнетается смазочная жидкость. При этом в смазочном слое возникают силы, уравнивающие внешнюю нагрузку на цапфу и цапфа как бы «всплывает» на слое смазочной жидкости. При этом при увеличении угловой скорости центральная ось цапфы стремится совпасть с центральной осью подшипника.

Третье и четвертое требования сводятся к обеспечению такой обработки поверхности цапфы и подшипника, при которой уменьшились бы возможные неровности и шероховатости на их поверхностях; кроме того, необходимо стремиться к возможно меньшим деформациям цапфы и производить самую тщательную очистку смазочной жидкости от посторонних твердых примесей.

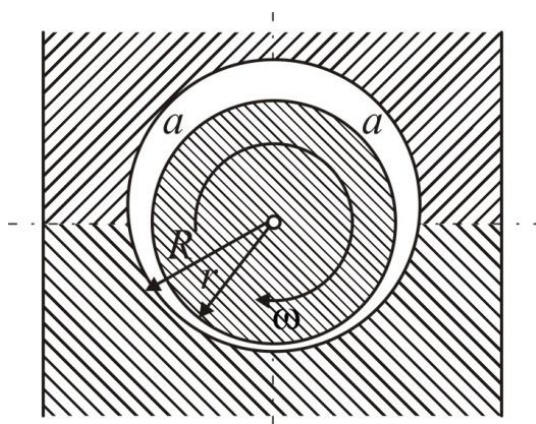


Рисунок 7.4 – Клиновидный запор между цапфой в подшипнике

Расчет кинематических пар при жидкостном трении подробно излагается в курсе деталей машин и в специальных курсах при изложении вопросов расчета и конструирования подшипников и направляющих.

7.3 Трение качения и трение скольжения в высших парах

При рассмотрении относительного движения элементов звеньев, входящих в высшие пары, мы встречаемся не только со скольжением одного элемента относительно другого, но и с качением элементов друг по другу. В том случае, когда элементы звеньев являются центроидами или аксоидами, имеет место чистое качение элементов без скольжения; в том же случае, когда элементы являются взаимоогibaемыми кривыми или поверхностями, имеет место качение и скольжение.

Пусть элементы a и b (рис. 7.5) высшей кинематической пары плоского механизма представляют собой две взаимоогibaемые кривые. Проведем нормаль $n-n$ к профилям a и b . Эта нормаль проходит через точку C соприкосновения профилей и пересекает линию AB , соединяющую центры вращения A и B , в точке P_0 . Точка P_0 будет мгновенным центром вращения в относительном движении A относительно звена B . Скорость v_{21} звена 2 относительно звена 1 будет скоростью скольжения, направленной вдоль касательной $t-t$ и равной

$$v_{21} = |\Omega|(P_0C),$$

где Ω – мгновенная угловая скорость в относительном движении, абсолютная величина которой равна

$$|\Omega| = |\omega_1| + |\omega_2|.$$

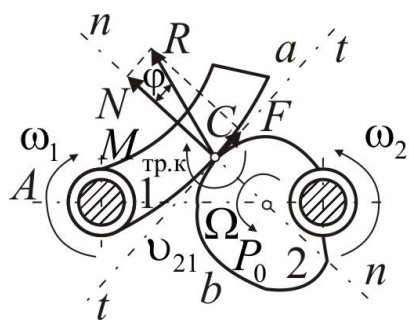


Рисунок 7.5 – К трению в высшей паре с взаимооггибаемыми кривыми

Так же, как и в ранее рассмотренных задачах, полная реакция R звена 2 на звено 1 приложена к точке соприкасания C звеньев и отклонена от направления общей нормали на угол трения ϕ в сторону, противоположную вектору относительной скорости скольжения v_{21} . Величина силы трения F , приложенной к звену 1, определяется по формуле $F = fN$, где f – коэффициент трения скольжения.

Сопротивление, возникающее при перекатывании элементов пар друг по другу с угловой скоростью Ω , может быть учтено введением момента трения качения $M_{тр.к}$ (рис. 7.5), направление которого противоположно угловой скорости Ω .

Рассмотрим вопрос о том, как определяется момент трения качения $M_{тр.к}$. Физические явления, вызывающие трение качения, изучены мало, и технических расчетах пользуются в основном данными, полученными при экспериментах, проводимых над различными конкретными объектами: катками, колесами, роликами и шариками в подшипниках и т. д.

Опыт показывает, что сопротивление перекатыванию зависит от упругих свойств материалов соприкасающихся тел, кривизны соприкасающихся поверхностей и величины прижимающей силы. На преодоление сопротивлений при перекатывании тел тратится работа. Работа эта расходуется на деформацию поверхностей соприкасания. Пусть, например, имеется неподвижный цилиндр, лежащий на плоскости (рис. 7.6) и нагруженный некоторой силой Q .

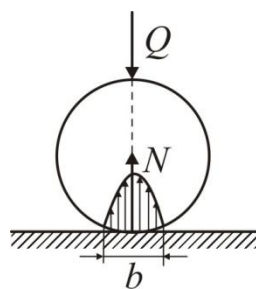


Рисунок 7.6 – Эпюра напряжений контактного сжатия на деформированной площадке цилиндра

В зоне соприкасания цилиндра и плоскости возникает местная деформация контактного сжатия на площадке шириной b . Согласно положениям теории упругости напряжения приближенно могут быть приняты распределенными по эллиптическому закону. При этом кривая распределения напряжений симметрична и, следовательно, линия действия равнодействующей N этих напряжений совпадает с линией действия силы Q .

Начнем перекачивать цилиндр (рис. 7.7). Тогда участок ac площадки контактного сжатия будет находиться в зоне нарастающей деформации, а участок ae – в зоне исчезающих деформаций внутреннего трения в материале имеет место несовпадение кривых нагрузки и разгрузки материала (явление упругого последствия или гистерезиса). Поэтому кривая напряжений в области нарастающих деформаций выше кривой в области исчезающих деформаций. Следовательно, распределение напряжений по площадке b оказывается несимметричным с максимумом, сдвинутым в сторону движения. Равнодействующая N напряжений смещена вправо от точки a на величину k . Величину k называют плечом силы трения качения. При качении необходимо преодолеть некоторый момент $M_{\text{тр.к}}$, называемый моментом трения качения, величина которого равна

$$M_{\text{тр.к}} = Qk. \quad (7.13)$$

Здесь коэффициентом пропорциональности является плечо трения качения k , которое называется также коэффициентом трения качения.

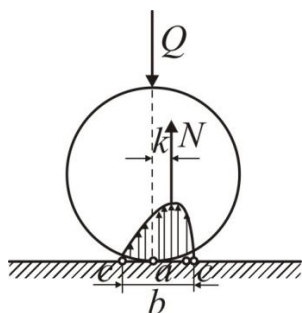


Рисунок 7.7 – Искаженная форма эпюры напряжений контактного сжатия, получающаяся при перекачивании цилиндра

Из формулы (7.13) следует, что коэффициент трения качения имеет размерность длины. Пусть под действием внешней силы P (рис. 7.8), приложенной в точке O , цилиндр A равномерно перекачивается без скольжения по плоскости B . Равномерное перекачивание цилиндра происходит под действием пары сил P и F_0 , где F_0 – сила трения скольжения, приложенная в точке C и равная по величине силе P . Сила F_0 – сила трения

покоя, равная по величине $F_0 \leq Qf_0$, где f_0 – коэффициент трения покоя, или как его называют в этих случаях, – коэффициент сцепления цилиндра с плоскостью. Пара сил, под действием которой цилиндр A перекачивается по плоскости, имеет момент $M = Pr$, где r – радиус цилиндра.

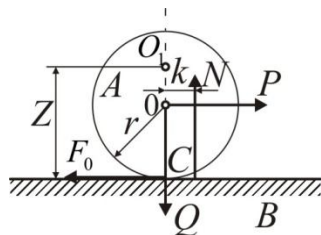


Рисунок 7.8 – Распределение сил, действующих на катящийся цилиндр

При равномерном качении цилиндра этот момент M равняется по абсолютной величине моменту сопротивления перекачиванию, т. е. моменту трения качения

$$Pr = M_{\text{тр.к}} = Qk, \quad (7.14)$$

откуда

$$P = k \frac{Q}{r}. \quad (7.15)$$

Из равенства (7.15) следует, что величина силы P прямо пропорциональна коэффициенту трения качения и обратно пропорциональна радиусу цилиндра.

Коэффициент трения качения обычно измеряется в миллиметрах или сантиметрах. Таблицы этих коэффициентов приводят в инженерных справочниках.

Под действием силы P (рис. 7.8) при одних условиях цилиндр может перекачиваться, а при других – скользить. Рассмотрим, при каких условиях наблюдается трение качения, и при каких трение скольжения. Пусть цилиндр A перемещается равномерно по плоскости B под действием силы f_0 , приложенной в центре O и параллельной плоскости B (рис. 7.8). Если нормальное давление в точке C соприкосновения равно Q , то сопротивление трения скольжения F_0 равно

$$F_0 = f_0 Q$$

и, следовательно, чтобы цилиндр равномерно скользил по плоскости, необходимо, чтобы величина силы P была равна

$$P = f_0 Q.$$

Условие равномерного качения определяется равенством

$$Pr = kQ.$$

Чтобы цилиндр только скользил по плоскости, необходимо, чтобы кроме условия $P = f_0 Q$ удовлетворялось еще условие

$$Pr < kQ,$$

откуда

$$Qf_0 r < kQ \text{ или } f_0 < \frac{k}{r}.$$

Таким образом, чтобы имело место чистое скольжение, необходимо, чтобы коэффициент трения скольжения был меньше отношения k/r .

Чтобы цилиндр только перекатывался по плоскости, необходимо, чтобы кроме условия $Pr = kQ$, удовлетворялось еще условие

$$P < f_0 Q,$$

откуда

$$f_0 > \frac{k}{r}.$$

Таким образом, чтобы имело место чистое качение, необходимо, чтобы коэффициент трения скольжения был больше отношения k/r .

Если сила P приложена не в точке O цилиндра (рис. 7.8), а в какой-либо другой точке, например в точке O_1 , находящейся на заданном расстоянии l от плоскости, необходимо во всех выведенных соотношениях величину r заменять величиной l . Так как на практике работа сопротивлений перекатыванию почти всегда меньше: работы сопротивлению трению скольжения, то в технике трением качения широко пользуются, применяя катки, шариковые и роликовые подшипники и т. д.

7.4 Трение в передачах с фрикционными колесами

Силы трения могут быть использованы для передачи движения отдельным звеньям механизмов. Рассмотрим вопрос о передаче движения круглыми фрикционными колесами. Передача движения с помощью круглых центроид 1 и 2 (рис. 7.9), представляющих собой окружности, невозможна, так как эти центроиды практически проскальзывают относительно друг друга.

Передача движения станет возможной, если между центроидами 1 и 2 возникает сила сцепления F , достаточная для преодоления окружной силы P , равной по величине моменту M_c . сопротивления на ведомом колесе, деленному на радиус r колеса.

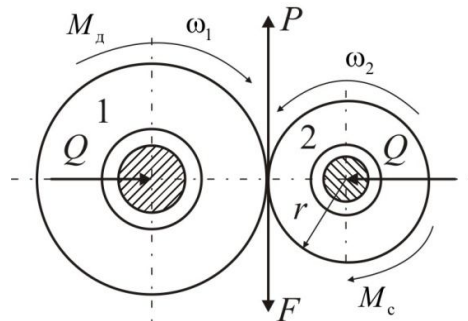


Рисунок 7.9 – Схема передачи с фрикционными колесами

Для этого фрикционные колеса прижимаются друг к другу с некоторой силой Q , и предельное значение силы сцепления F оказывается равным

$$F = Qf, \quad (7.16)$$

где f – коэффициент трения.

Если $F > P$, то проскальзывания не будет. Отношение χ , равное $\chi = \frac{F}{P} = \frac{Qfr}{M_c}$, называется коэффициентом запаса сцепления. Сила нажима Q передается на опоры колеса и вызывает их износ. Поэтому стремятся получить необходимую силу P при небольшом нажимающем усилии Q . Для этого применяют иногда клинчатые фрикционные колеса (рис. 7.10). В этих колесах для определения окружного усилия можно воспользоваться коэффициентом трения f' для клинчатых ползунов. Имеем

$$f' = f / \sin \alpha,$$

где f – коэффициент трения.

Величина окружного усилия P , которое может быть передано, определяется по формуле

$$P \leq F = \frac{Qf}{\sin \alpha}. \quad (7.17)$$

Из этого соотношения следует, что для создания окружного усилия, по величине равного P , при клинчатых фрикционных колесах надо прижимать колеса с меньшей силой Q , чем при обыкновенных круглых фрикционных колесах.

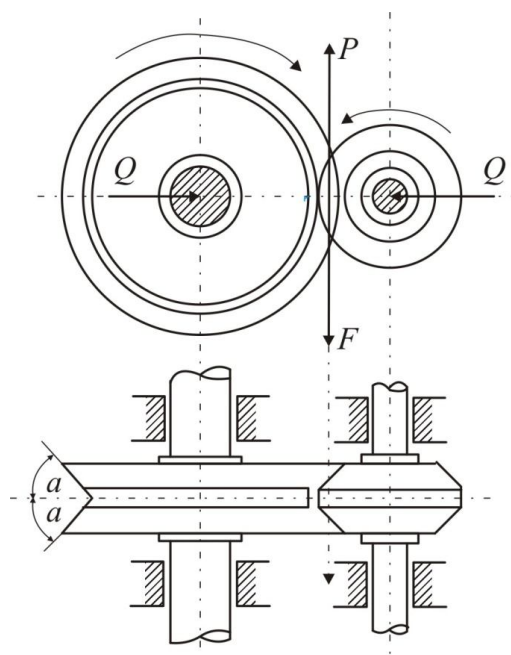


Рисунок 7.10 – Схема передачи с фрикционными клинчатыми колесами

При пересекающихся осях применяется коническая фрикционная передача (рис. 7.11). В этих передачах колесо *A* прижимается к колесу *B* силой *Q*. Разлагая силу *Q* по направлению, перпендикулярному к оси подшипника, и по направлению, перпендикулярному к общей образующей конусов, получаем величину первой слагающей, равную $Q' = Q/\operatorname{tg} \alpha$ и величину второй – равную $Q'' = Q/\sin \alpha$. Величина окружного усилия *P* определяется по формуле

$$P \leq F = \frac{Qf}{\sin \alpha} = Qf'. \quad (7.18)$$

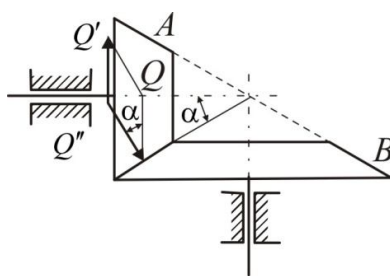


Рисунок 7.11 – Схема конической фрикционной передачи

Таким образом, окружное, усилие в конических фрикционных колесах определяется по формуле для клинчатых фрикционных колес.

8 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

8.1 Типы и структура плоских и пространственных кулачковых механизмов

Механизация основных (технологических) и вспомогательных операций в современном автоматостроении чаще всего осуществляется кулачковыми механизмами, которые обладают широкими возможностями выполнения заданных закономерностей движения и траекторий точек ведомого звена.

При проектировании рычажного механизма некоторые условия могут быть выполнены только приближенно, а иногда они и вовсе не осуществимы. В конструкторской практике проектирования кулачкового механизма все важнейшие условия, определяемые задаваемым законом движения ведомого звена, геометрией механизма и его динамикой, могут быть осуществлены достаточно точно.

В машинах-автоматах с жесткими связями кулачковые механизмы производят «жесткое» программирование выполняемого производственного процесса.

В машинах-автоматах с электрическими, гидравлическими и пневматическими связями кулачковые механизмы часто выполняют функции управления. В простейшем случае они включают и выключают рабочие органы машины-автомата. В системах обратной связи кулачковые механизмы осуществляют функции управления с помощью следящих устройств.

Вопросы прочностного (конструктивного) проектирования в тяжело нагруженных и быстроходных механизмах решаются проще для шарнирно-рычажных механизмов, у которых элементы кинематических пар соприкасаются по поверхности или плоскости. В высших парах кулачковых механизмов контакт звеньев теоретически осуществляется по точке или линии, а практически по пятну или полоске. При этом в зоне контакта возникают значительные удельные давления и износ высших пар больше износа низших пар. Несмотря на это, в современных машинах-автоматах применение кулачковых механизмов весьма велико.

Различные типы трех- и четырехзвенных плоских кулачковых механизмов приведены на рисунке 8.1. На рисунке 8.2 приведены различные типы пространственных кулачковых механизмов. Проектирование и изготовление пространственных кулачковых механизмов более сложно по сравнению с плоскими, но применение их в ряде случаев упрощает общую кинематическую схему автоматического устройства, так как при этом отпадает необходимость в дополнительных пространственных передачах.

Геометрические формы высших пар			Остроконечная а) 	Криволинейная б) 	Плоская в) 	Цилиндрическая г)
Замыкание высших пар	Силовое	Роликовые и плоские толкатели	д) 	е) 	ж) 	з)
		Пазовые однорольниковые толкатели		и) 	к) 	
		Пазовые двухрольниковые толкатели	л) 	м) 	н) 	
		Парные, с двухсторонней кинематической связью	о) 			
	Кинематическое	Спаренные кулачки с двухрольковым толкателем	п) 	р) 		
		Плоские рамочные толкатели	с) 	т) 	у) 	
		Спаренные рамочные кулачки с плоскими толкателями	ф) 	х) 		

Рисунок 8.1 – Семейство плоских кулачковых механизмов

На рисунке 8.1: а – остроконечная форма высшей пары; б – криволинейная; г – цилиндрическая; д – силовое замыкание высшей пары для кулачка с роликовым поступательно движущимся толкателем; е – силовое замыкание высшей пары для кулачка с роликовым качающимся толкателем; ж – силовое замыкание высшей пары для кулачка с плоским поступательно движущимся толкателем; з – силовое замыкание высшей пары для кулачка с плоским качающимся толкателем; и – кинематическое замыкание высшей пары для пазового кулачка с поступательным движением роликового толкателя; к – кинематическое замыкание высшей пары для пазового кулачка с качающимся роликовым толкателем; л – кинематическое замыкание высшей пары для открытого кулачка с двухроликовым поступательно движущимся толкателем; м – кинематическое замыкание высшей пары для пазового кулачка с поступательно движущимся двухроликовым толкателем; н – кинематическое замыкание высшей пары для пазового кулачка с качающимся двухроликовым толкателем; о – кинематическое замыкание высшей пары для парных кулачков с двухсторонней кинематической связью; п – кинематическое замыкание высшей пары для спаренных кулачков с двухроликовым поступательно движущимся толкателем; р – кинематическое замыкание высшей пары для спаренных кулачков с двухроликовым качающимся толкателем; с, т, у – кинематическое замыкание высшей пары для кулачка с плоским рамочным поступательно движущимся, качающимся и сложнодвижущимся толкателями; ф – кинематическое замыкание высшей пары для спаренных кулачков с плоским рамочным поступательно движущимся толкателем; х – кинематическое замыкание высшей пары для спаренных кулачков с плоским качающимся толкателем.

На рисунке 8.2: а – силовое замыкание высшей пары для торцового цилиндрического кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем; б – силовое замыкание высшей пары для торцового цилиндрического кулачка с качающимся роликовым толкателем; в – силовое замыкание высшей пары для торцового конического кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем; г – силовое замыкание высшей пары для глобоидального торцового кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем; д – силовое замыкание высшей пары для неподвижного торцового цилиндрического кулачка с роликовым толкателем; е – кинематическое замыкание высшей пары для цилиндрического пазового кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем; ж – кинематическое замыкание высшей пары для цилиндрического пазового кулачка с качающимся роликовым толкателем; з – кинематическое замыкание высшей пары для конического пазового кулачка с поступательно

двигающимся роликовым толкателем; и – кинематическое замыкание высшей пары для глобоидального пазового кулачка с качающимся роликовым толкателем; к – кинематическое замыкание высшей пары для двухпазового цилиндрического кулачка с роликовым толкателем

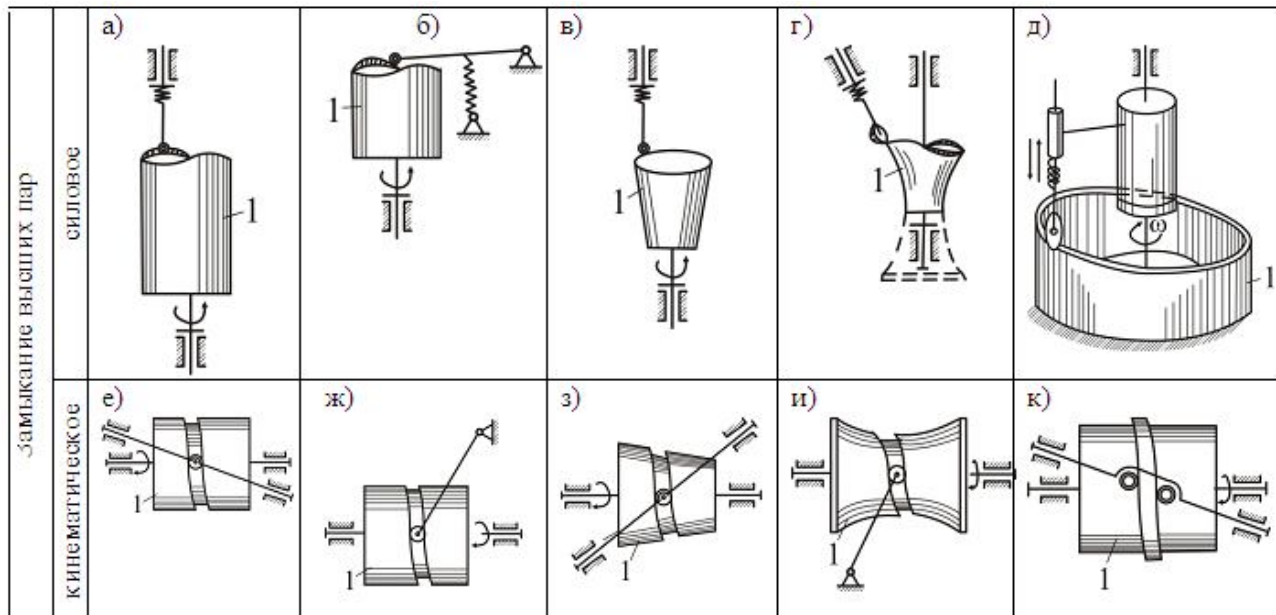


Рисунок 8.2 – Семейство пространственных кулачковых механизмов

Кулачком 1 (рис. 8.1, рис. 8.2) называют звено высшей кинематической пары с переменной кривизной профиля. Профиль кулачка определяет закон движения ведомых звеньев. В качестве последних применяют роликовые толкатели, состоящие из двух и более звеньев (рис. 8.1, д, е, и, к, л, м, н, о, п, р и рис. 8.2), и плоские толкатели, состоящие из одного звена (рис. 8.1, ж, з, с, т, у, ф).

Механизм, в состав кинематической пени которого входит кулачок, называют кулачковым.

Кулачок может совершать поступательное, вращательное или сложное движение или же быть неподвижным (рис. 8.2, д).

Толкатели с заостренным концом применяют редко вследствие повышенного износа элементов высшей пары. Роликовые толкатели применяют для уменьшения потерь на трение и снижение износа. Для этого целесообразно обеспечить условия чистого качения ролика по кулачку или близкие к ним. Структурную классификацию кулачковых механизмов можно произвести по Ассуру после замены высшей пары, т. е. по схеме заменяющего механизма. Для трех- и четырехзвенных кинематических цепей при этом получают механизмы 2-го порядка. В более сложных кулачково-рычажных механизмах встречаются механизмы 3-го порядка (рис. 8.3, а, б, в).

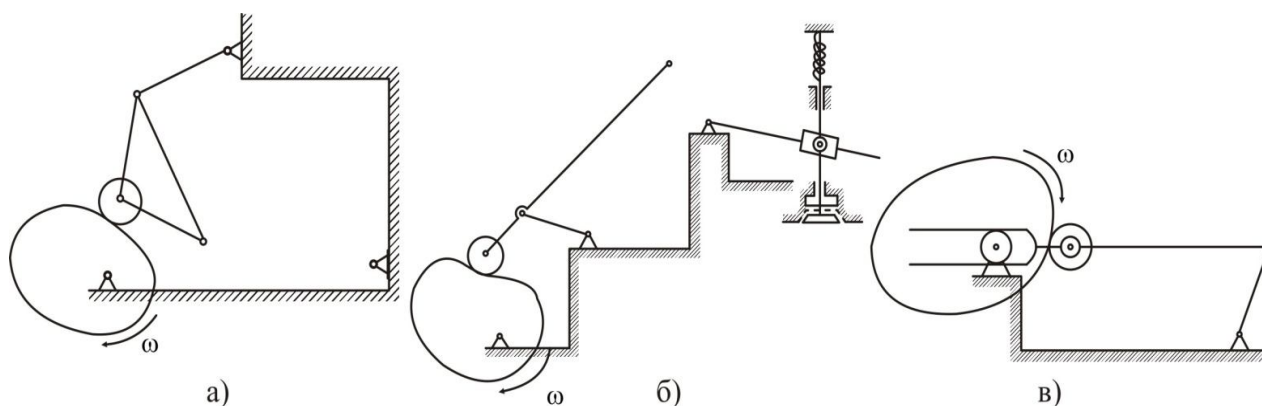


Рисунок 8.3 – Кулачковые механизмы 3-горядка по классификации Л. В. Ассура

Для воспроизведения сложных траекторий точек ведомого звена (например, кружевные, тюлевые и другие машины) передача движения кинематической цепи толкателя осуществляется от двух кулачков. Иногда вращающийся кулачок приводит в движение многозвенную рычажную кинематическую цепь (рис. 8.3, б и рис. 8.4, а). В некоторых случаях кулачок совершает реверсивное движение, получая его от рычажной кинематической цепи (рис. 8.4, б, в, г).

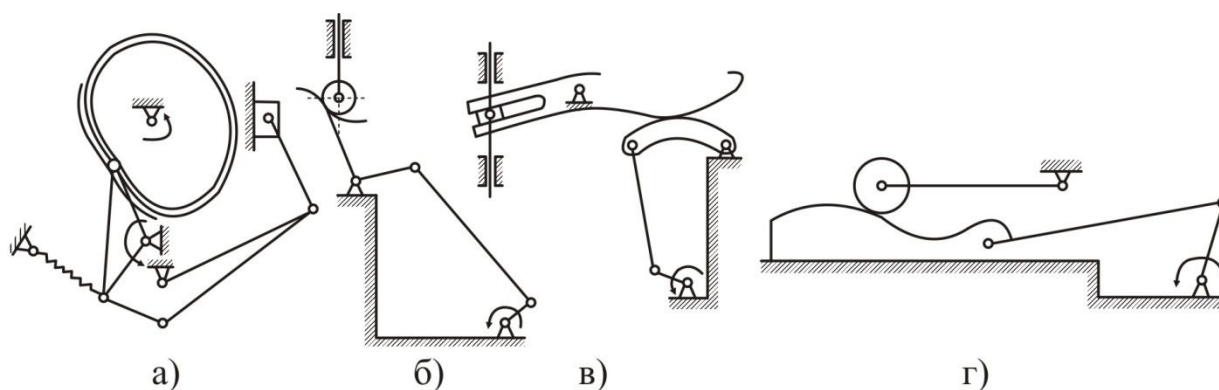


Рисунок 8.4 – Кулачковые механизмы с дополнительной кинематической цепью:

а – механизм с вращающимся кулачком и тремя последовательно присоединенными двухповодковыми группами; б, в – рычажный механизм с качающимся кулачком 3; г – кривошипно-ползунный механизм с реверсивно-поступательно двигающимся кулачком

8.2 Порядок проектирования кулачкового механизма

Последовательность проектирования кулачковых механизмов по этапам такова: выбор типа механизма; выбор и обоснование закона движения толкателя; определение основных размеров звеньев; графическое построение или

аналитический расчет координат профиля кулачка; расчет размеров звеньев, входящих в высшую пару, на основе динамических и прочностных условий.

О выборе типа кулачкового механизма. Способы замыкания высшей пары. Сохранность профиля кулачка. Кулачковый механизм, входящий в состав машины-автомата, должен выполнять основную или вспомогательную операцию механизмируемого технологического процесса. Параметры движения исполнительного звена, осуществляющего указанную операцию, должны быть известны (заданы). Это звено может совершать реверсивное, поступательное или вращательное, а иногда сложное движение, когда траектория одной из точек исполнительного, или рабочего, звена будет иметь вид замкнутой плоской или пространственной кривой.

Основным требованием, предъявляемым к конструкции кулачка, является условие износостойкости или долговечности его профиля. Решая вопрос компоновки механизмов автомата, намечают относительные положения осей кулачка и исполнительного звена и синтезируют кинематическую цепь механизма. При совпадении или параллельности плоскостей движения звеньев можно выбрать один из типов плоского кулачкового механизма (рис. 8.1). Если же плоскости движения кулачка и толкателя не совпадают и не параллельны, то приходится использовать пространственный тип кулачкового механизма (рис. 8.2). В простейшем случае, когда механизм состоит из стойки кулачка и толкателя (плоского или роликового), на основе сравнительных расчетов можно выбрать его тип.

Постоянство контакта звеньев, входящих в высшую пару, осуществляют либо геометрически (рис. 8.1, н – у, рис. 8.2, д – к) – это так называемые системы кинематического замыкания, либо с помощью сил веса и сил упругости пружины (рис. 8.1, д – г, рис. 8.2, а – г) – это так называемые системы силового замыкания. Каждая из систем замыкания высшей пары влияет на конструкцию механизма, его габариты и динамические характеристики.

Кинематическое замыкание высшей пары можно обеспечить различными способами. На рисунке 8.1 показаны схемы возможного осуществления прямого и обратного хода толкателя не только с помощью пазовых кулачков при одном ролике, но и с двух роликовыми толкателями. В пазовом кулачке с однорوليковым толкателем во избежание касания роликом обеих сторон паза предусматривается зазор между роликом и направляющими (ребордами) паза. Если ролик соприкасается с внутренней стороной паза, то он вращается в одну сторону (рис. 8.5), а если с внешней стороной, то в обратную сторону. При перемене направления движения толкателя или при перемене направления действия результирующей силы на толкатель конструктивный зазор между элементами высшей пары обуславливает явление жесткого удара.

Это соударение элементов высшей пары сопровождается последующим изменением направления относительной скорости их скольжения. В период изменения направления вращения ролика, обусловленного динамикой высшей пары, происходит усиленный местный износ некоторых участков профиля кулачка.

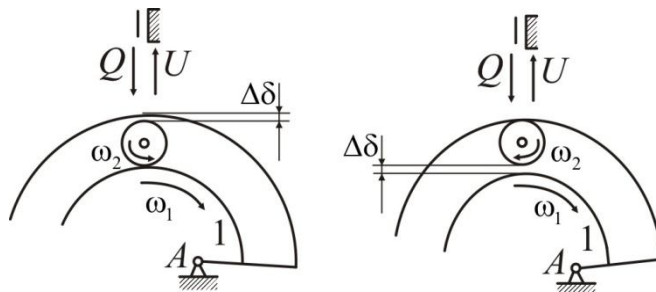


Рисунок 8.5 – Условия работы ролика в пазу кулачка при различном направлении действия сил

Чтобы вращение каждого из ролика происходило в одном направлении, применяют двухроликовые толкатели. Один из роликов взаимодействует с внешним профилем или стороной паза кулачка, а второй – с внутренним профилем или стороной паза. Поэтому как при реверсе, так и при изменении направления действия сил условия работы такой высшей пары более благоприятные. В спаренных кулачках (рис. 8.1) последовательная работа отдельных частей кулачков с двумя роликами толкателя также обеспечивает улучшение работы элементов высшей пары в связи со значительным уменьшением ударных явлений. Часть профиля одного кулачка обеспечивает движение в одну сторону толкателя, часть профиля второго кулачка обеспечивает движение толкателя в обратную сторону. Эти части профилей кулачков называют рабочими.

В связи с ростом быстроходности и нагруженности в современном автоматостроении все чаще применяют кулачковые механизмы с двухроликовыми толкателями и спаренными кулачками. Это обеспечивает бесшумную работу механизма и увеличивает долговечность профилей кулачков.

Конструкция кулачкового механизма при силовом замыкании высшей пары более простая, чем при кинематическом замыкании. Кинематическое замыкание применяют тогда, когда при обратном ходе толкателя преодолеваются значительные сопротивления.

Выбор закона движения для периода рабочего хода диктуется (главным образом) требованиями осуществляемого технологического процесса. Для периода холостого хода выбор закона движения определяется динамикой проектируемого механизма и производительностью машины.

Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма аналитическими и графическими методами. На этом этапе проектирования, учитывая геометрические и динамические условия, определяют наименьший и наибольший радиусы кулачка, размеры толкателя и его положение относительно кулачка.

Проектирование профиля кулачка по заданному закону движения толкателя или рабочего звена кулачкового механизма осуществляется на четвертом этапе проектирования графическими и аналитическими методами.

Определение размеров элементов толкателя кулачка, входящих в состав высшей пары, осуществляется на пятом этапе проектирования на основе динамических и прочностных условий.

При осуществлении трех последних этапов предполагается известным закон движения рабочего звена и цикловая диаграмма действия сил в механизме.

8.3 Определение основных размеров кулачковых механизмов с роликовыми толкателями на основе динамических усилий

Основная задача. Целью второго этапа проектирования является аналитическое или графо-численное определение размеров кулачкового механизма на основе заданного угла давления γ . Выбор угла давления в качестве отправного критерия позволяет однозначно определить основные размеры кулачкового механизма: наименьший радиус кулачка, размеры стойки, эксцентриситет.

Угол давления, угол передачи и угол подъема профиля. В плоских кулачковых механизмах с роликовым толкателем (рис. 8.6, а, б и рис. 8.7) вращающий момент на валу кулачка приближенно равен

$$M = Nh = Nr_s \sin \vartheta = \frac{Q}{\cos \gamma} r_s \sin \vartheta ,$$

где N – нормальное давление в высших кинематических парах при идеальных связях, передающееся по нормали nn ;

r_s – радиус-вектор центрального профиля кулачка;

ϑ – угол подъема профиля кулачка, измеряемый между нормалью nn и r .

Нормальное давление N представим двумя компонентами сил Q и F . При этом первый компонент – силу Q направим по скорости ведомого звена (это рабочий компонент общего усилия или та часть силы N , которая может быть использована для совершения полезной работы при движении звена), а второй компонент – силу F направим перпендикулярно к скорости, вследствие чего ее работа равна нулю.

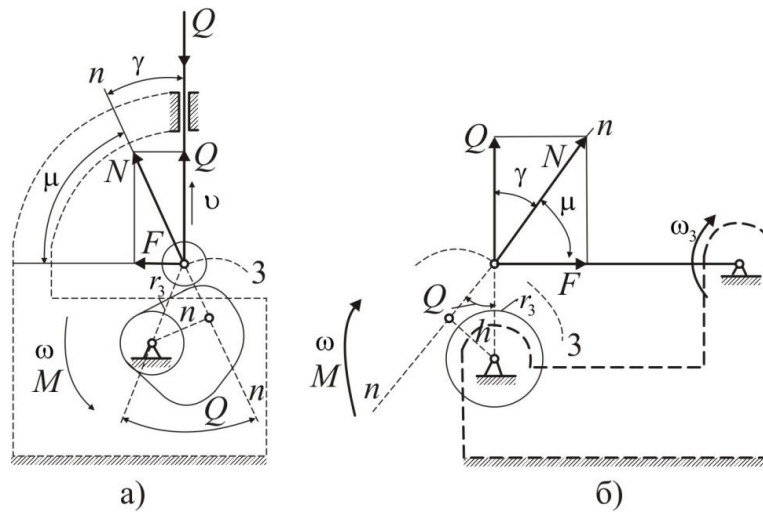


Рисунок 8.6 – Угол давления, угол передачи и угол подъема профиля в плоских кулачковых механизмах с группами второго порядка

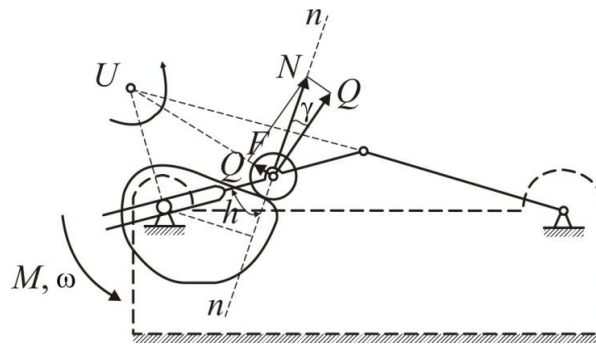


Рисунок 8.7 – Угол давления, угол передачи и угол подъема профиля в плоских кулачковых механизмах с группами третьего порядка

Как видно

$$Q = N \cos \gamma = \frac{M \cos \gamma}{r_3 \sin \vartheta}, \quad (8.1)$$

$$F = N \sin \gamma = \frac{M \sin \gamma}{r_3 \sin \vartheta}, \quad (8.2)$$

где угол γ между нормальным давлением N и полезным компонентом Q называют углом давления, а угол между N и F называют углом передачи – μ .

Сила F создаст дополнительное давление па стойку, увеличивая трение и износ при движении ведомого звена.

Очевидно, что F нежелательный компонент и его следует по возможности уменьшить. Согласно равенству (8.2) этого можно достичь, уменьшив угол γ . Как видно

$$\gamma + \mu = 90^\circ. \quad (8.3)$$

Все высказанные соображения относятся в полной мере и к механизмам с поступательно движущимся кулачком.

Полный силовой анализ пространственного кулачкового механизма (рис. 8.8) оказывается более сложным. Однако картина действия дачи сил на ведомом звене не меняется.

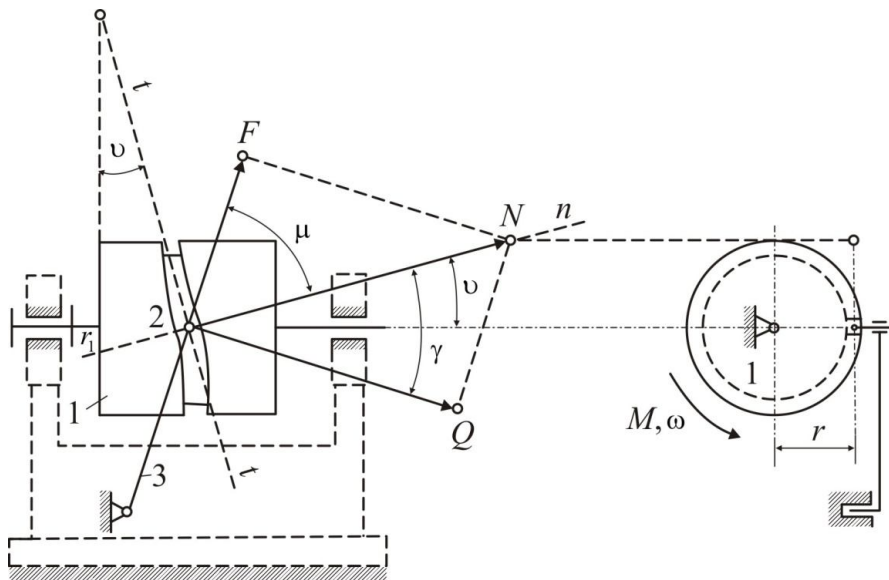


Рисунок 8.8 – Угол давления, угол передачи и угол подъема профиля в пространственных кулачковых механизмах

Рассмотрим общий случай цилиндрического кулачка 1 с прямоугольным пазом и ведомым коромыслом 3 (с цилиндрическим роликом 2), нагруженным моментом от сил сопротивления. Для этого случая нормальное давление N располагается в плоскости качания коромысла 3. Аналогично ранее сказанному давление N можно представить в виде двух компонентов Q и F .

В этом случае по формуле (8.1)

$$Q = N \cos \gamma.$$

Как видно из уравнения (8.1) (при прочих равных условиях) необходимый вращающий момент M увеличивается с увеличением угла давления γ . Последнее указывает на то, что в рационально сконструированном кулачковом механизме угол γ не должен превышать определенной оптимальной величины.

Углом передачи при синтезе кулачкового механизма удобнее пользоваться, чем углом давления.

Угол давления играет свою роль на всем этапе, когда кулачку приходится преодолевать сопротивление сил, действующих на ведомое звено.

При кинематическом замыкании высшей пары в плоском и пространственном кулачковых механизмах кулачок сохраняет роль

ведущего звена в течение полного цикла работы механизма, в условиях непрерывного преодоления сил сопротивления ведомого звена.

При силовом замыкании высшей пары угол γ следует учитывать при удалении толкателя, т. е. на части цикла работы кулачкового механизма: при приближении толкателя силы, действующие на толкатель, сами помогают вращению кулачка, оказывая на него давление.

Общая задача о передаче движения (теорема Виллиса). Возьмем два соприкасающихся звена произвольной формы (рис. 8.9). Движение каждого звена в отдельности может быть сведено к вращению вокруг мгновенных центров U_1 и U_2 .

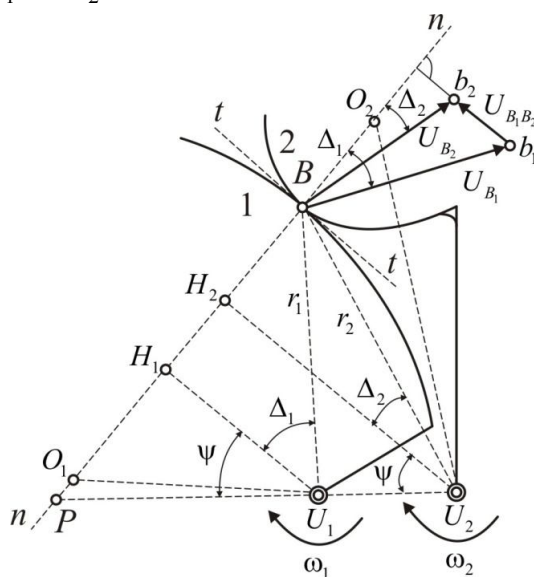


Рисунок 8.9 – Передача движения между двумя криволинейными телами

Выведем общее аналитическое соотношение между угловыми скоростями первого и второго звеньев.

Назовем соприкасающиеся в точке B точки, находящиеся на поверхности первого и второго звеньев, соответственно B_1 и B_2 .

Используя векторное уравнение, связывающее скорости двух тел, получим

$$\bar{v}_{B_2} = \bar{v}_{B_1} + \bar{v}_{B_2B_1},$$

где v_{B_2} – скорость соприкасающейся точки второго звена;

$v_{B_2B_1}$ – скорость скольжения второго звена относительно первого.

Отложив вектор \bar{v}_{B_1} , проводим направление \bar{v}_{B_2} , перпендикулярно U_2B , и $\bar{v}_{B_2B_1}$ параллельно касательной tt к поверхностям или перпендикулярно нормали nn . Таким образом, получают план скоростей Bb_1b_2 .

Ввиду того, что $v_{B_2B_1} \perp nn$, проекции скоростей v_{B_2} и v_{B_1} на общую нормаль, проведенную к точке их касания, равны между собой и направлены

в одну и ту же сторону. Следовательно,

$$v_{B_2} \cos \Delta_2 = v_{B_1} \cos \Delta_1,$$

где Δ_1 и Δ_2 – углы наклона векторов скоростей к нормали.

$$v_{B_1} = \omega_1 r_1, \quad v_{B_2} = \omega_2 r_2,$$

где $r_1 = BU_1$ и $r_2 = BU_2$.

Подставляя эти значения в вышеприведенное равенство, получим

$$\omega_1 r_1 \cos \Delta_1 = \omega_2 r_2 \cos \Delta_2.$$

Опуская из центров U_1 и U_2 перпендикуляры U_1H_1 и U_2H_2 на нормаль nn , замечаем, что

$$r_1 \cos \Delta_1 = U_1H_1, \quad r_2 \cos \Delta_2 = U_2H_2.$$

Проведем центровую линию U_1U_2 до пересечения с нормалью в точке P эта точка, называемая полюсом зацепления, представляет собой мгновенный центр относительного движения двух тел 1 и 2.

Из подобных треугольников U_1PH_1 и U_2PH_2 определяем:

$$U_1H_1 = U_1P \cos \psi, \quad U_2H_2 = U_2P \cos \psi.$$

После подстановки и сокращения находим

$$\omega_1 U_1P = \omega_2 U_2P.$$

Преобразуя уравнение в виде пропорции, получим

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{U_1P}{U_2P} = i. \quad (8.4)$$

где i – передаточное отношение.

Таким образом, полюс P , через который проходит нормаль $n-n$, являющаяся линией действия, по которой передается нормальное давление, делит линию центров на части обратно пропорциональные угловым скоростям ω_2 и ω_1 . Деление может быть внутренним или внешним (как это имеет место в нашем случае), соответственно передаточное отношение, характеризуя различное или одинаковое направление вращения звеньев, будет иметь знак минус или плюс.

9 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Зубчатые механизмы служат для передачи вращения от одного вала другому и изменения величины и направления угловой скорости. Их называют также зубчатыми передачами.

В подобных передачах осуществляется контакт боковых поверхностей специально профилированных зубьев. Давление зубьев вращающегося ведущего колеса передается зубьям ведомого колеса, осуществляя его вращение.

Зубчатые передачи по геометрическому признаку разделяют на плоские и пространственные. В плоских зубчатых передачах оси вращения параллельны и все звенья вращаются в параллельных плоскостях. В пространственных зубчатых передачах оси вращения звеньев пересекаются или перекрещиваются.

Простейшая трехзвенная плоская зубчатая передача (рис. 9.1, а, б) состоит из двух цилиндрических зубчатых колес и стойки.

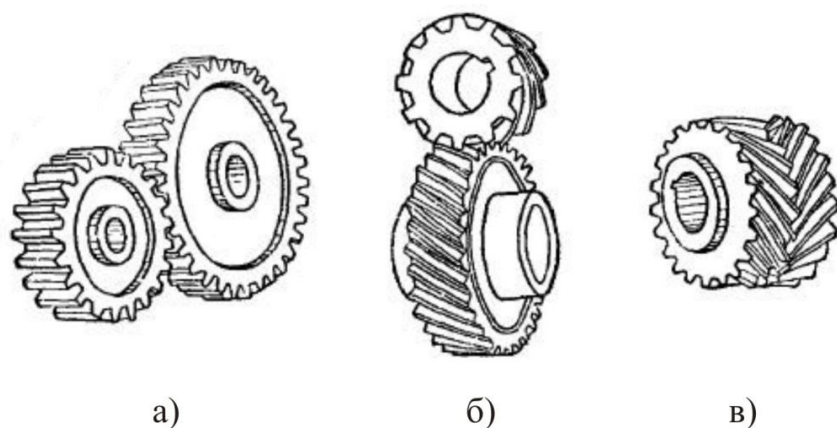


Рисунок 9.1 – Зубчатые передачи между параллельными осями:

а – с прямым; б – косым; в – шевронными зубьями

Простейшая трехзвенная пространственная зубчатая передача с пересекающимися геометрическими осями (рис. 9.2, а) состоит из двух конических зубчатых колес (коническая передача) в стойки. Формой зубчатых колес, находящихся в зацеплении (рис. 9.3, а) при перекрещивании их геометрических осей под углом β являются линейчатые гиперboloиды вращения, обладающие прямолинейными образующими (гиперboloидная передача). В машиностроительной практике ограничиваются отдельными короткими частями гиперboloидов. Так, например, пользуясь короткими центральными частями C и D горловин гиперboloидов (рис. 9.3, а), получают винтовую зубчатую передачу (рис. 9.3, б).

Частным видом винтовой передачи является червячная передача (рис. 9.3, в), состоящая из червяка, представляющего собой винт с трапецеидальной резьбой, и червячного колеса.

Улучшая условия контакта зубьев, конструируют глобоидную червячную передачу (рис. 9.3, г).

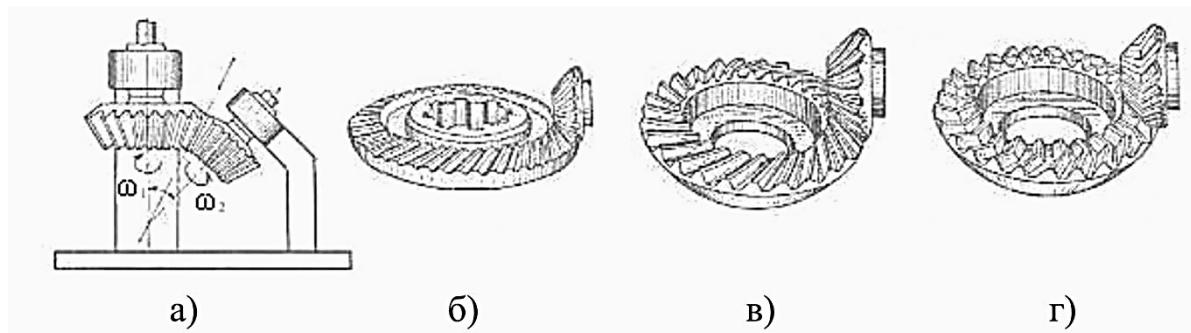


Рисунок 9.2 – Зубчатые передачи между пересекающимися осями:
а – с прямыми; б – с круговыми; в – со спиральными; г – с шевронными зубьями

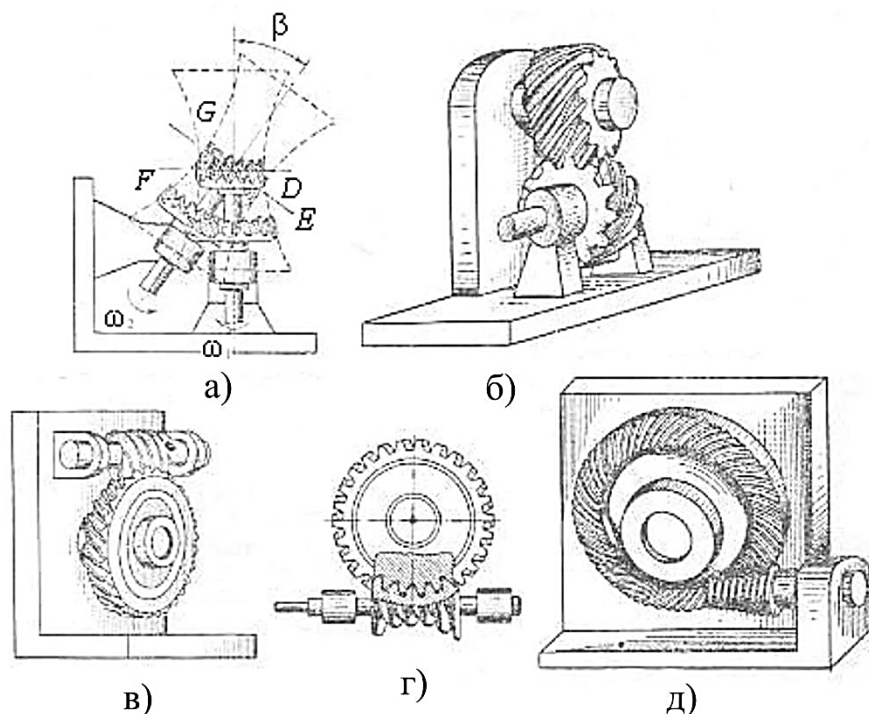


Рисунок 9.3 – Зубчатые передачи между перекрещивающимися осями:
а – гиперболоидная; б – винтовая; в – червячная; г – глобоидная; д – спироидная

Если воспользоваться не горловыми, а удаленными от середины частями гиперboloидов E и F (принимая поверхности их за конические), то будем иметь применяемую в технике гипоидную передачу. Соединяя конический червяк с коническим зубчатым колесом, получают червячно-спироидную передачу (рис. 9.3, д).

Цилиндрические зубчатые колеса могут иметь прямые, косые и шевронные зубья (рис. 9.1, а, б, в). В косозубых цилиндрических колесах зубья располагаются по винтовым линиям правого или левого направления. В шевронных зубчатых колесах зубья встречно-винтовые, т. е. образованы

из двух винтовых линий противоположного направления (рис. 9.1, в).

Конические зубчатые колеса могут иметь прямые, круговые, спиральные и шевронные зубья (рис. 9.2, а, б, в, г).

При применении непрямозубых колес повышается плавность, достигается бесшумная работа и увеличивается нагрузочная способность (прочность зубьев) зубчатых передач.

Предельные значения передаточного отношения $i = \omega_1 / \omega_2$ для одной зубчатой пары или ступени составляют: при цилиндрических колесах – 1–6 (10), конических колесах – 1–4 (6) и червячно-винтовых – 10–40 (80).

Зубчатые передачи, в которых происходит уменьшение угловых скоростей при передаче от ведущего звена колеса, называют редукторами. Зубчатые механизмы, в которых увеличиваются угловые скорости, называют повышающими редукторами или мультипликаторами. Меньшее зубчатое колесо называют шестерней.

Задача понижения скорости в практике машиностроения возникает значительно чаще, поэтому теории проектирования и расчета редукторов уделяется большое внимание.

Передачу вращательного движения с заданным передаточным отношением осуществляют с помощью зубчатых и фрикционных передач. Представленные выше простейшие зубчатые передачи имеют постоянную величину передаточного отношения $i = \omega_2 / \omega_1$. Зубчатые передачи с переменным передаточным отношением встречаются в машиностроении сравнительно редко. В простейшем виде они состоят из некруглых зубчатых колес.

По кинематическому признаку различают зубчатые передачи с неподвижными осями всех колес (рядовые передачи) (рис. 9.4) и передачи с некоторыми подвижными осями колес (рис. 9.5). Такие механизмы называют планетарными и дифференциально-планетарными (зубчатыми дифференциалами).

На рисунке 9.4, а, в, д, е приведены схемы плоских и пространственных одноступенчатых зубчатых передач, а на рисунке 9.4, б, г – двухступенчатых зубчатых передач, у которых, кроме одной пары зубчатых колес 1–2, находящихся в зацеплении и осуществляющих передачу вращения от вала O_1O_1 валу O_2O_2 , имеется вторая пара зубчатых колес 2'–3, осуществляющих передачу вращения от вала O_2O_2 валу O_3O_3 . В итоге в двухступенчатой передаче вращение с вала O_1O_1 , передается валу O_3O_3 . В машиностроительной практике встречаются различного вида многоступенчатые передачи (трехступенчатые, четырехступенчатые и более).

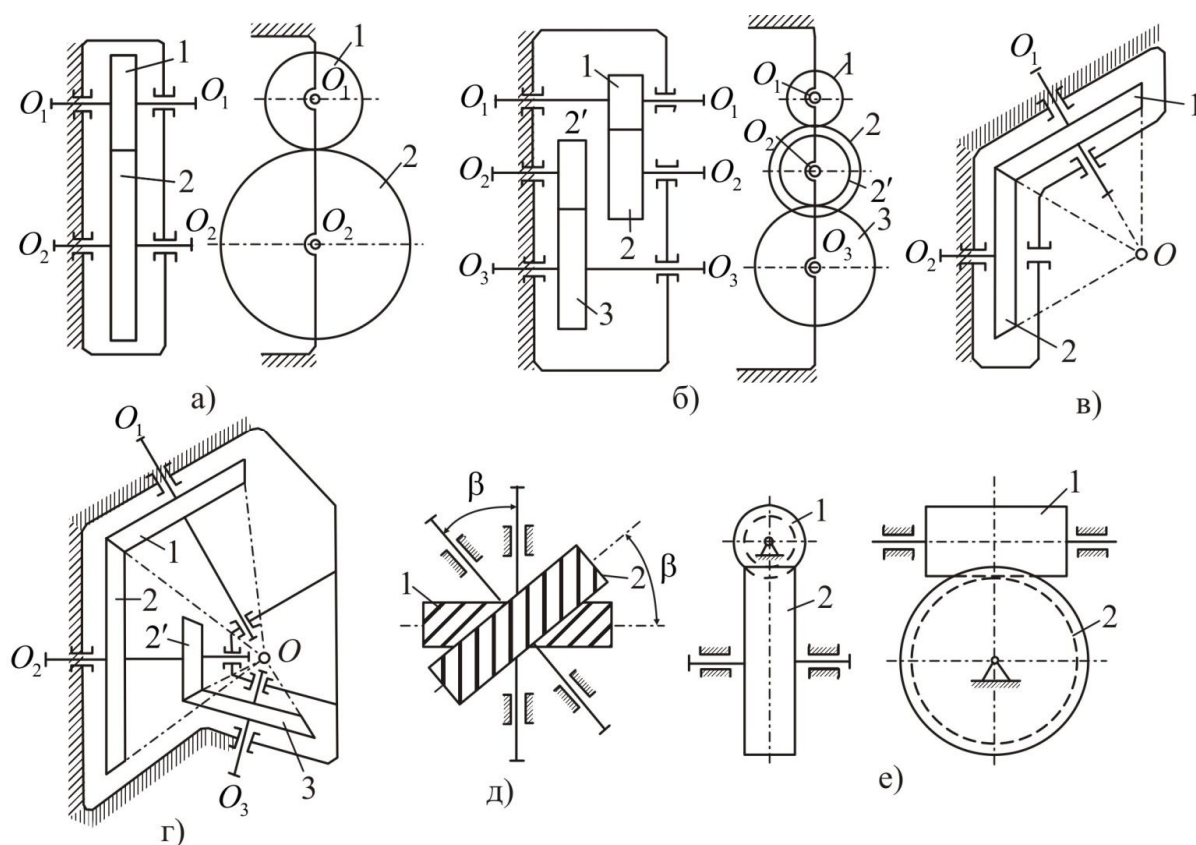


Рисунок 9.4 – Плоские и пространственные зубчатые механизмы с неподвижными осями вращения

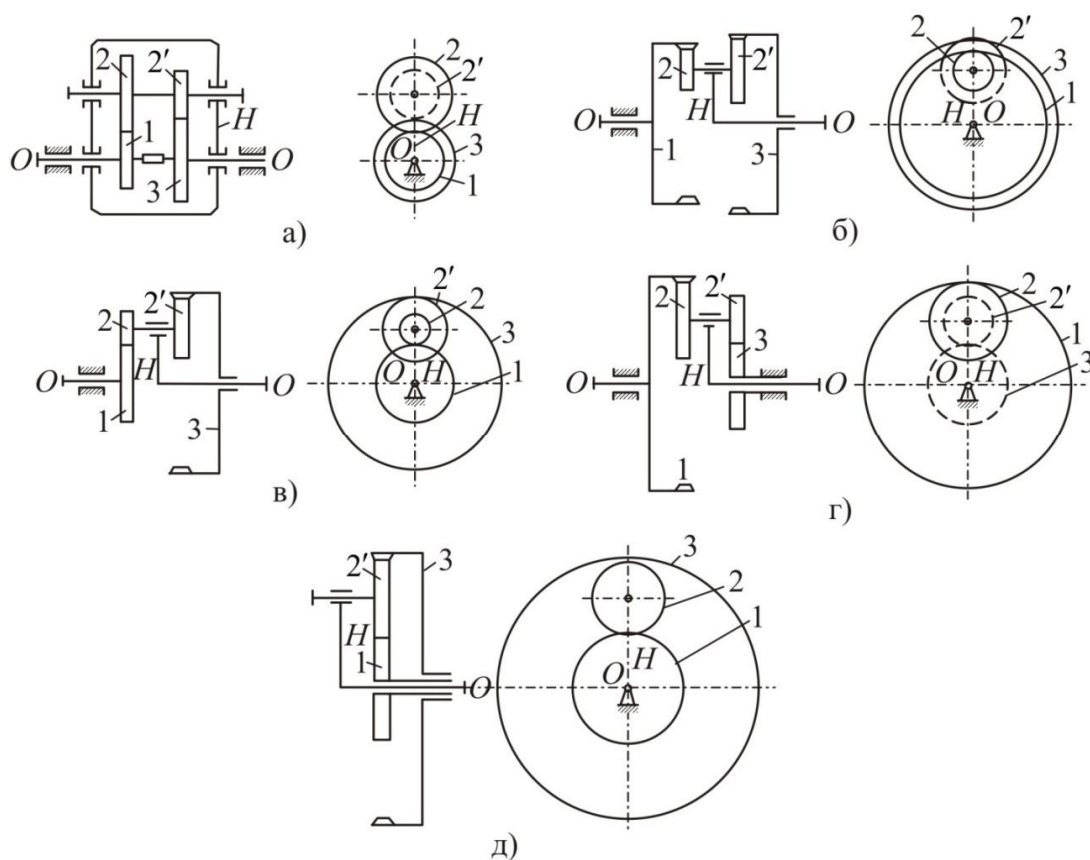


Рисунок 9.5 – Семейство пятизвенных зубчатых механизмов с подвижными осями вращения (планетарного и дифференциально-планетарного типа)

Зубчатые передачи применяют не только в качестве редукторов с постоянным передаточным отношением, но и в коробках скоростей (рис. 9.6, а), где производится ступенчатое изменение передаточного отношения.

В коробках скоростей осуществляется связь между зубчатыми колесами, закрепленными на ведущем валу O_1O_1 , и зубчатыми колесами, закрепленными на ведомом валу O_2O_2 . Перемещая ведомый вал по осевому направлению вместе с зубчатыми колесами 4, 5, 6, можно осуществить зацепление шестерни 1 – 4, или 3 – 6 (кроме указанных на схеме 2 – 5). В зависимости от осевого перемещения вала O_2O_2 изменяется величина передаточного отношения i_{12} , а вместе с ней и величина угловой скорости ω_2 .

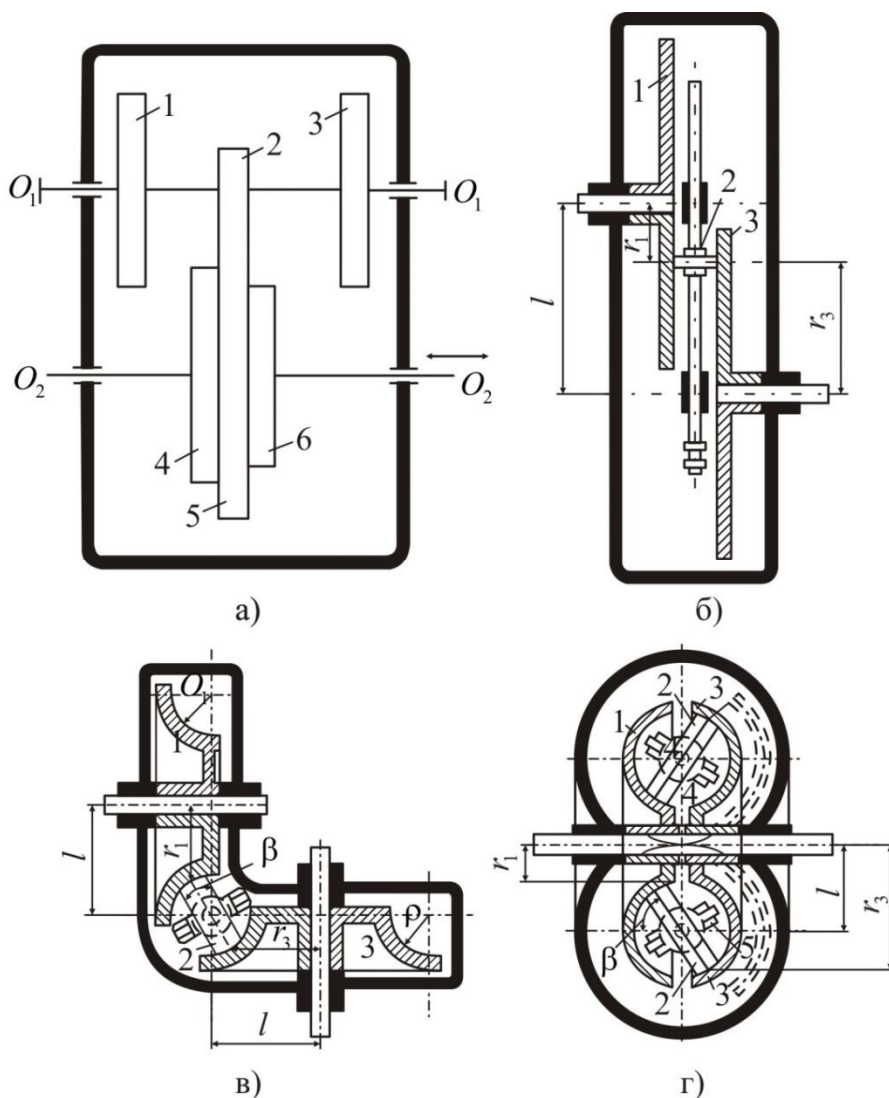


Рисунок 9.6 – Зубчатые и фрикционные механизмы ступенчатого и бесступенчатого изменения скорости вращения

Для бесступенчатого изменения угловой скорости ведомого вала применяют фрикционные вариаторы скоростей (рис. 9.6, б). В современной схеме фрикционного сферического (торгового) вариатора скорости (рис. 9.6, г) прижим звеньев $1-2-3$ осуществляется за счет сил упругости винтовой пружины 5.

Фрикционные ролики 2 (рис. 9.6, в, г) могут быть установлены под различным углом β , в зависимости от чего меняется угловая скорость ведомого вала.

Схемы плоских пятизвенных зубчатых передач с подвижными осями приведены на рисунке 9.5. В состав кинематической цепи подобных механизмов, кроме центральных или солнечных, зубчатых колес 1 и 3, сателлитов 2 и 2' и стойки, входит водило (рукоятка) 4, обозначаемое далее буквой H . Механизм имеет 2 степени свободы. Чтобы движение было возможно, геометрически оси вращения солнечных колес 1 и 3 и водила H должны совпадать. При вращении водила H несущей оси сателлитов, они совершают вместе с ним переносное движение и относительное вращение вокруг своих геометрических осей. Зубчатая передача с подвижными осями является дифференциально-планетарным механизмом. Она имеет две степени свободы и кратко называется зубчатым дифференциалом.

Если одно из солнечных колес неподвижно, то четырехзвенный механизм с подвижными осями будет иметь одну степень свободы и называться планетарным.

Возможные модификации кинематических пятизвенных цепей дифференциально-планетарных механизмов показаны на рисунке 9.5. В первой модификации (рис. 9.5, а) обе зубчатые ступени имеют внешнее зацепление, во второй (рис. 9.5, б) – внутреннее; в третьей и четвертой (рис. 9.5, в, г) одна из зубчатых ступеней имеет внешнее зацепление и вторая внутреннее. Если сателлиты 2 и 2' выполнены одинаковыми, то в дифференциально-планетарном механизме последней модификации остается одна зубчатая ступень, как это показано на рисунке 9.5, д. Приведенные модификации дифференциально-планетарных механизмов получили широкое распространение.

В рассмотренных схемах кинематических цепей дифференциально-планетарных механизмов два солнечных колеса 1 и 3 и водило H имеют общую геометрическую ось вращения $O-O$. Если два из этих звеньев связать между собой дополнительной зубчатой кинематической цепью (рис. 9.7), то получится замкнутый планетарный механизм с одной степенью свободы.



Рисунок 9.7 – Замкнутый планетарный механизм

Иногда в целях получения большой редукции при высоком к. п. д. необходимо соединение двух (и более) зубчато-планетарных механизмов одинаковых или разных типов или соединение их зубчатыми механизмами с неподвижными осями. Так создаются сложные комбинированные дифференциально-планетарные или сложные комбинированные планетарные механизмы.

10 ЦИКЛОГРАММЫ МЕХАНИЗМОВ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ МАШИН

10.1 Цикл, интервал цикла и периодичность технологического процесса, выполняемого производственными машинами

Механизмы производственных машин, изготавливающих штучную продукцию, выполняют рабочие операции технологического процесса в определенной последовательности. Работа этих механизмов взаимосвязана.

В большинстве современных производственных машин технологический процесс осуществляется периодически и характеризуется определенными циклами (цикл – совокупность явлений, проходящих полный круг своего развития).

Механизмы машины совершают движение либо в течение всего времени цикла технологического процесса, либо в некоторой его части.

Интервал цикла, на котором происходит выполнение технологической операции, называют фазой рабочего хода. Интервал цикла, на котором механизм перемещается без выполнения полезной работы, называют фазой холостого хода.

Интервал цикла, в течение которого механизм не совершает движения, называют выстоем, или паузой.

Полный цикл в общем случае складывается из суммы периодов рабочего и холостого ходов и выстоя каждого механизма.

Периодичность технологического процесса, выполняемого производственными машинами, характеризуется взаимосвязанными циклами: технологическим, кинематическим, рабочим и энергетическим.

Технологическим циклом называют период, в течение которого обрабатываемое изделие находится внутри машины.

Кинематическим циклом называют цикл перемещений звеньев, в конце которого все точки механизма имеют те же положения и направления движения, что и в начале.

Кинематический цикл является составной частью технологического цикла и определяет так называемое машинное время, показательное для оценки производительности машины. По истечении кинематического цикла при установившемся движении машины перемещения, скорости и ускорения рабочих органов периодически повторяются.

Рабочий цикл машины охватывает период времени между двумя последовательными выходами обработанных объектов из машины и соответствует темпу выдачи изделий машиной.

Технологический цикл может быть равен нескольким кинематическим циклам, в частных же случаях технологический, кинематический и рабочий циклы совпадают.

Энергетическим циклом называют период установившегося движения, в течение которого закон изменения мощности, потребленной машиной, выражается периодически повторяющейся формой зависимости.

Энергетический цикл обычно равен кинематическому.

При проектировании производственной машины большое значение имеет разработка рациональной последовательности операций, выполняемых отдельными исполнительными механизмами, и увязка их в общую циклограмму. Циклограмма машины – это программа работы автомата, увязанная с его кинематической схемой и обусловленная размерами звеньев. Она указывает, в какой последовательности, и в какие моменты кинематического цикла отдельные механизмы машины включаются в работу и когда их работа заканчивается. Например, на рисунке 10.1 внизу дана циклограмма плоского кулачкового механизма. При повороте ведущего звена – кулачка 2 на угол Φ_1 ведомое звено-толкатель 3 совершает рабочий ход – подъем в результате увеличения радиуса Aa кулачка до величины Ab . При повороте кулачка на угол Φ_2 толкатель имеет выстой в верхнем положении, так как радиус Ab на участке bc профиля кулачка по величине постоянный. На участке cd при повороте кулачка на угол Φ_3 радиус уменьшается до величины Ad , и толкатель опускается под действием пружины 4. При повороте кулачка на угол Φ_4 толкатель имеет выстой в нижнем положении, так как радиус Ad на участке da по величине не меняется.

От построения циклограммы зависит последующая проектная работа.

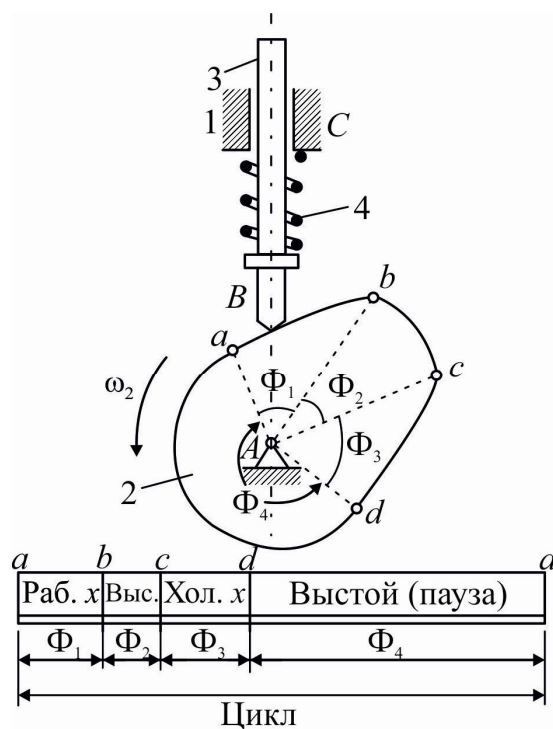


Рисунок 10.1 – Кулачковый механизм и его циклограмма

Разработке рациональных циклограмм вновь проектируемых машин-автоматов обычно предшествует исследование циклограмм существующих машин, выполняющих аналогичный технологический процесс.

Кинематический цикл чаще всего совпадает с периодом одного полного оборота главного вала машины, на котором закреплены ведущие звенья основных механизмов. Таким образом, циклограмма выражает последовательность операций, выполняемых механизмами машины в зависимости от углового перемещения главного вала за один цикл, и дает возможность определить состояние покоя или движения каждого механизма при любом положении главного вала.

Кинематический цикл машины, соответствующий одному обороту главного вала, можно представить графически круговой циклограммой в виде круга, разделенного на секторы, центральные углы которых равны углам поворота главного вала.

Циклограммы отдельных механизмов изображают концентрическими круговыми кольцами, поделенными на части, соответствующие периодам рабочего и холостого ходов и выстоев механизма.

На круговой циклограмме одноударного автомата для высадки головок болтов (рис. 10.2, а) кольцо *I* соответствует движению или покою ползуна механизма высадки за цикл, равный 360° оборота главного вала. Кольцо *II* представляет собой циклограмму механизма ножа, отрезающего и подающего заготовку, кольцо *III* соответствует работе механизма подачи прутка, от которого отрезается заготовка, кольцо *IV* представляет собой циклограмму механизма выталкивателя изделия.

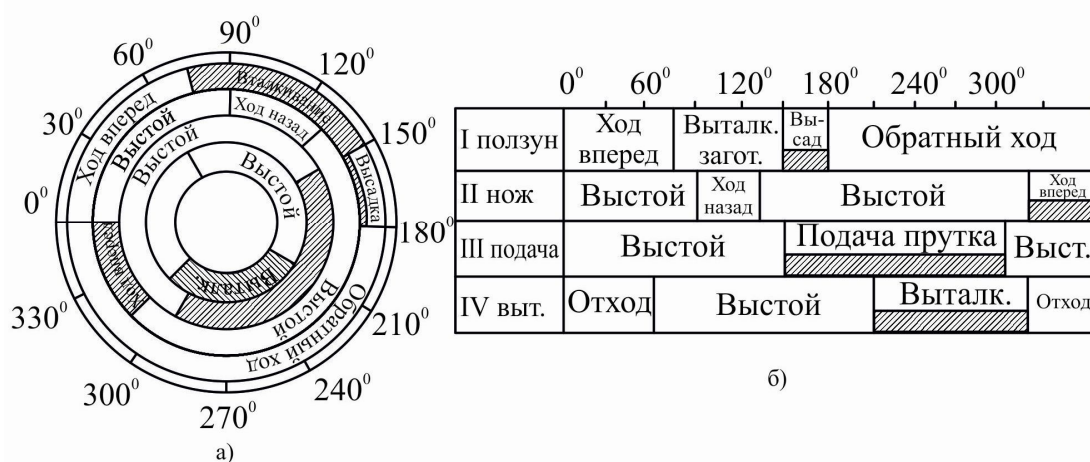


Рисунок 10.2 – Циклограмма холодновысадочного автомата:

а – круговая; б – прямоугольная

Цикл, равный или превышающий 360° поворота главного вала может быть также представлен прямоугольной циклограммой (рис. 10.2, б).

В этом случае циклы отдельных механизмов изображают вытянутыми по горизонтали прямоугольниками. Последние поделены по оси абсцисс на части, соответствующие фазам рабочего и холостого ходов и выстоев механизма и выраженные в градусах угла поворота главного вала.

Рабочие ходы для наглядности выделяют на циклограмме штриховкой. На рисунке 10.2, а представлена циклограмма того же автомата, что и на рисунке 10.2, б.

Для производственных машин-автоматов часто строят линейные циклограммы, на которых состояние рабочих органов отдельных механизмов изображают ломанными прямыми (рис. 10.3).

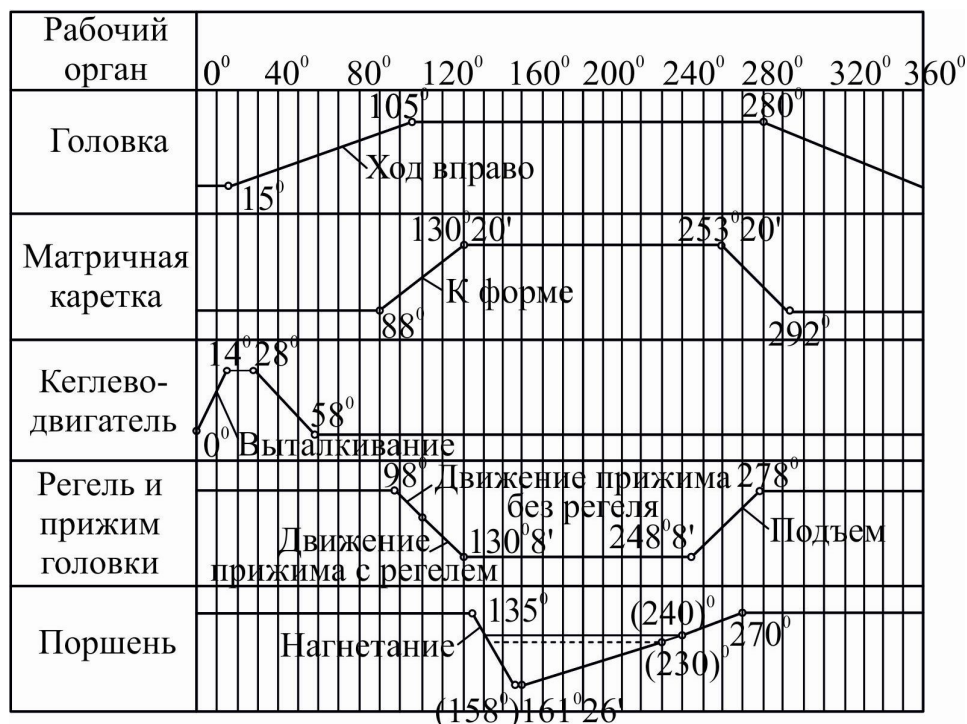


Рисунок 10.3 – Линейная циклограмма шрифтолитейной машины

Для построения линейной циклограммы по оси абсцисс откладывают углы поворота главного вала, а затем ломаными прямыми изображают перемещения и встои механизмов. При этом наклонная прямая показывает перемещение рабочего органа механизма, а линия, параллельная оси абсцисс, – выстой. На этих линиях, характеризующих состояние механизмов, отмечают выполняемые рабочие операции с указанием углов поворотов главного вала, соответствующих началу и концу операции. По циклограмме легко определить, в каком из интервалов цикла находится тот или иной рабочий орган при любом положении главного вала. Анализ циклограммы машины-автомата позволяет установить правильность соотношения периодов движения и встоя отдельных механизмов, выявить и оценить соотношения между длительностью рабочих и холостых ходов.

На циклограмме (рис. 10.3) изображены кинематические схемы пяти механизмов и графики их циклов за один оборот главного вала, на котором закреплены кулачки всех этих механизмов.

В сложных машинах-автоматах с помощью циклограммы производят настройку механизмов машины на заданный технологический цикл.

Помимо циклограммы при проектировании машин-автоматов конструкторы пользуются также синхронными диаграммами, в которых для комплекса механизмов в прямоугольных координатах строят графики зависимости перемещения рабочих органов *А, Б, В* (рис. 10.4) по углу поворота главного вала. Эта диаграмма является развитием линейной циклограммы. В ней дополнительно учитывается масштаб перемещений по оси ординат для каждого механизма. Синхронная диаграмма, кроме углов, соответствующих началу и концу срабатывания механизмов, отражает также и величины максимальных перемещений ведомых звеньев. Она дает полное представление о характере относительных движений рабочих органов на протяжении всего кинематического цикла. По синхронной диаграмме можно корректировать кинематический цикл проектируемой машины с целью его максимального сокращения и повышения производительности машины.

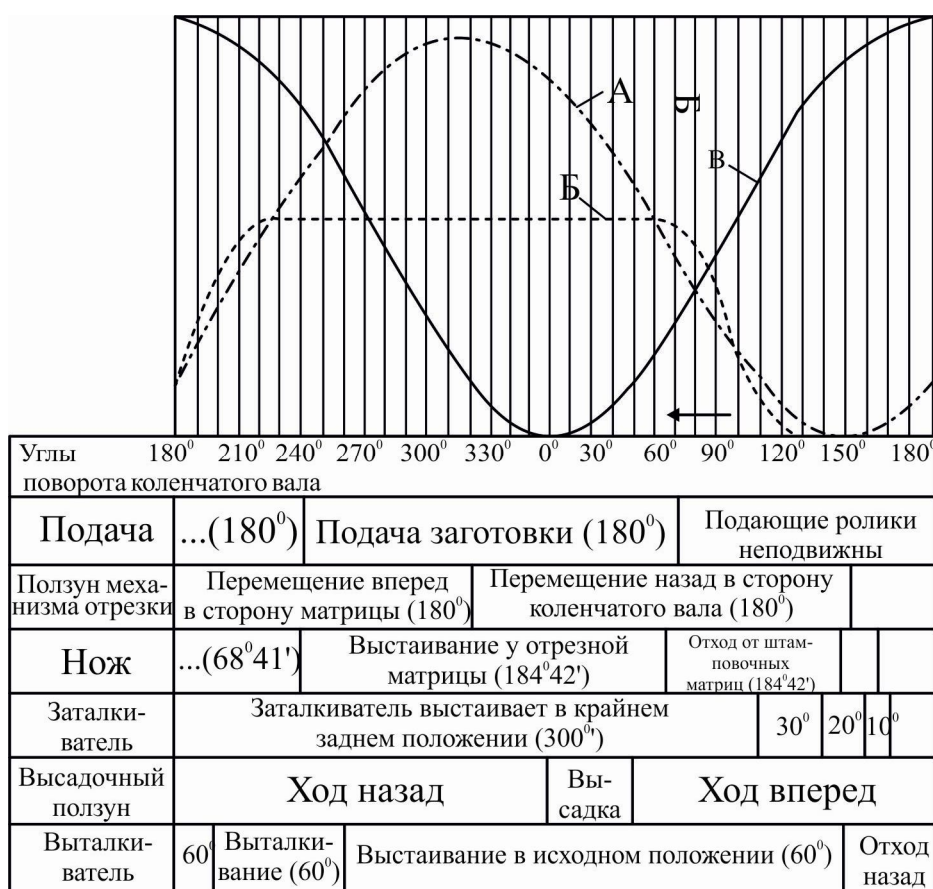


Рисунок 10.4 – Синхронная диаграмма пресс-автомата, совмещенная с циклограммой

Над циклограммой (рис. 10.4) даны графики перемещений основных рабочих звеньев пресс-автомата: A – ползуна механизмов отрезки, B – ножевое штока, B – высадочного ползуна. Совокупность этих графиков и представляет синхронную диаграмму.

10.2 Построение циклограмм

Построение циклограммы может быть осуществлено в результате теоретического или экспериментального исследования рабочего процесса и исполнительных механизмов.

Задача проектирования циклограммы возникает либо при создании нового типа машины, либо при разработке на базе существующих конструкций, более производительной машины-автомата. В первом случае необходимо определить схему технологического процесса и привести технологическую задачу к кинематической, выбрав типы рабочих органов и принципиальную схему машины. Задачи синтеза новой кинематической схемы и построения циклограммы взаимно-связаны и решаются параллельно.

Во втором случае схема технологического процесса и кинематическая схема машины известны, но требуется их изменение по новым условиям скоростной работы и автоматического управления.

При синтезе циклограммы устанавливают периоды работы механизмов, их рабочих и холостых ходов и выстоев. Фазы движения рабочих органов должны быть достаточно большими, чтобы скорости и ускорения звеньев были не выше допустимых. Исполнительные органы машины на фазу рабочего хода обычно не сразу выполняют технологическую операцию. Подвод их к месту обработки изделия может происходить частично при выполнении смежной операции или при возвратном движении другого исполнительного органа. Иногда технологические операции могут выполняться одновременно. Во всех этих случаях циклы отдельных механизмов совмещаются во времени.

Допустим, что технологический процесс выполняют три рабочих органа, приводимых механизмами A , B и C . Если рабочий процесс требует строго последовательного выполнения операций, то цикловая диаграмма должна иметь вид, представленный на рисунке 10.5, а. В этом случае длительность T_1 технологического цикла равна сумме длительностей t_i движений рабочих органов:

$$T_1 = t_A + t_B + t_C. \quad (10.1)$$

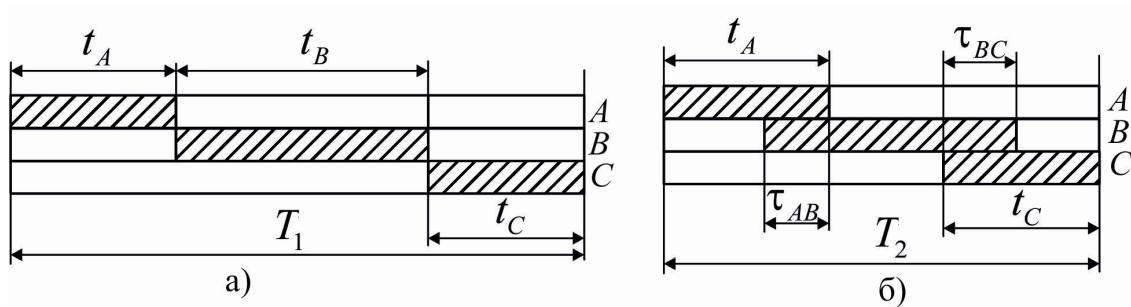


Рисунок 10.5 – Циклограммы с последовательным и совмещенным движением рабочих органов

Если производственный процесс допускает совмещение во времени перемещений рабочих органов, то циклограммы отдельных механизмов могут быть сдвинуты (рис. 10.5, б). При этом длительность T_2 технологического цикла уменьшится, так как

$$T_2 = t_A + t_B + t_C - \tau_{AB} - \tau_{BC}, \quad (10.2)$$

где τ_{AB} и τ_{BC} – длительность совмещенных движений механизмов.

В результате увеличится цикловая производительность машины $Q = 1/T$, т. е. то число изделий, которое она могла бы обрабатывать в единицу времени при непрерывной работе.

Если между отдельными операциями по условиям технологического процесса необходимы паузы (межоперационные выстои) q , то длительность T цикла увеличится на сумму времени пауз $\sum q$.

Проектирование циклограммы производят на двух этапах – предварительном и окончательном. Предварительный этап содержит:

- выделение лимитирующих движений рабочих органов машины (например, с большими перемещениями, массами и технологическими сопротивлениями);
- ориентировочное определение абсолютной и относительной длительностей элементарных операций;
- определение возможности полного или частичного совмещения операций;
- предварительное определение длительности межоперационных выстоев.

После решения этих задач можно построить циклограмму в первом приближении и ориентировочно определить длительность T технологического цикла

$$T = \sum t_i + \sum q_{ij} - \sum \tau_{ij}, \quad (10.3)$$

где t_i – длительность движений исполнительных органов;

q – длительность межоперационных выстоев;

τ_{ij} – длительность совмещенных движений;

i, j – порядковые номера движений исполнительных органов по циклограмме.

На окончательном этапе построения циклограммы рассматривают следующие вопросы:

- выбор законов движения исполнительных органов в связи синтезом циклограммы;

- построение синхронной диаграммы перемещений исполнительных органов в целях осуществления максимального уплотнения технологического цикла;

- определение величин возможных погрешностей в реализации циклограммы.

Решение трех последних задач дает возможность окончательно определить длительность участков движения, совмещенных движений и межоперационных выстоев. После чего по формуле (10.3) уточняется длительность технологического цикла.

При синтезе циклограммы изыскивают все возможности сокращения длительности операций технологического процесса, чтобы максимально увеличить скорость главного вала (с учетом недопустимости разладки соединений и нарушений нормального хода технологического процесса).

Особенно важно при этом правильно выбрать закон движения исполнительного органа, который должен обеспечить заданные величины кинематических и динамических параметров при минимальной фазе цикловой операции.

Для построения циклограммы путем теоретического анализа необходимо определить перемещения рабочих звеньев и найти их функциональную зависимость от углового перемещения главного вала машины.

Действительная циклограмма работающей машины будет в известной мере отличаться от теоретической вследствие погрешностей изготовления деталей и монтажа, а также влияния зазоров и динамических факторов.

Построение циклограммы существующих машин производят в результате опытного исследования механизмов, причем необходимо регистрировать перемещения исполнительных органов в течение кинематического цикла машины. Для этой цели применяют градуированный диск, хронограф или осциллограф.

Простейший способ регистрации цикловых перемещений отдельных звеньев с помощью диска заключается в следующем.

На главном валу машины, или на смежном с ним, жестко закрепляют металлический или пластмассовый диск, градуированный на 360^0 , а к станине прикрепляют неподвижный указатель. Если диск по соображениям удобства наблюдения закреплен на смежном валу, то показания лимба пересчитывают в соответствии с отношением угловых скоростей смежного и главного валов. При вращении диска *1* (рис. 10.6) совместно с валом, поворачиваемым вручную, указатель отмечает стрелкой *2* на диске углы поворота вала в градусах. Наблюдая за состоянием исследуемого рабочего звена *3* или звена *4*, отмечают, на каком угле поворота главного вала началось движение этого звена и при каком угле его движение закончилось. Так определяют фазы рабочего и холостого ходов и фазы выстоя механизмов.

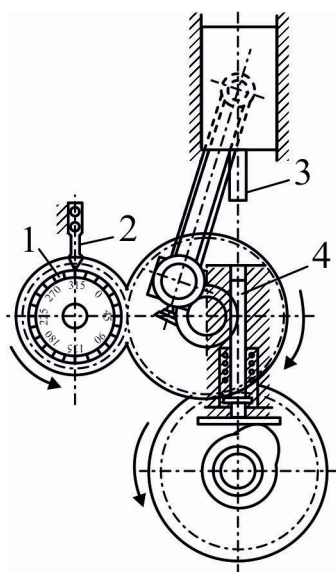


Рисунок 10.6 – Схема снятия циклограммы с помощью градуированного диска (лимба)

Снятие циклограммы с учетом динамических явлений, происходящих в машине, а также при упругих, гидравлических и пневматических связях можно осуществить с помощью электрического хронографа. В этом случае в фиксируемых положениях рабочих органов устанавливают электроконтакты, которые замыкаются и размыкаются в процессе работы машины. Сигналы контактной системы передаются электромагнитам, снабженным записывающими перьями, которые соприкасаются с бумажной лентой, движущейся с постоянной скоростью.

Замыкание контактов регистрируется на ленте и получается запись необходимых моментов кинематического цикла. После обработки полученных хронограмм строится циклограмма, дающая фактическую картину работы машины за цикл.

Для снятия циклограмм машин-автоматов можно применить шлейфовый осциллограф и реохорды, соединенные с рабочими органами машины. В этом случае осциллографирование рабочего цикла машины дает запись синхронной диаграммы, отражающей, кроме начальных и конечных моментов срабатывания механизмов, также и величины перемещения звеньев в определенном масштабе.

Например, на рисунке 10.7 представлена записанная с помощью реохорд осциллограмма цикла трех механизмов одной машины. Кривые 1, 2, и 3 дают зависимости $s(t)$ перемещений от времени трех различных рабочих органов. Механизмы имеют в своем составе упругие компенсаторы, деформация которых изменяется в зависимости от регулировок и условий технического процесса, что влияет на фазы движения и выстоев фактической циклограммы машины. В результате обработки осциллограмм может быть построена точная циклограмма работы машины с учетом всех факторов, влияющих на перемещение рабочих органов при выполнении технологического процесса.

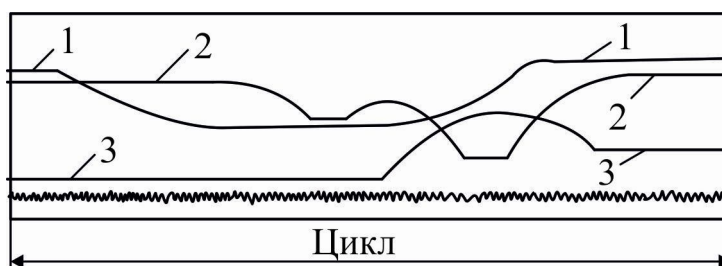


Рисунок 10.7 – Осциллограмма фактического перемещения рабочих органов трех механизмов машины за цикл

При проектировании нового типа производственной машины, после анализа технологического процесса, расчленения его на элементарные операции и предварительного составления циклограммы, выбирают технологическую схему машины и типы исполнительных механизмов. Затем разрабатывают кинематические схемы механизмов и компонируют их в общую кинематическую схему машины.

В процессе разработки общей схемы и конструкции автомата циклограмма корректируется и получает свой окончательный вид после испытания опытного образца машины.

11 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

11.1 Режимы движения механизмов

Полным временем движения механизма назовем промежуток времени от момента начала движения механизма до момента конца его движения. Так как закон движения всех звеньев механизма определяется законом движения ведущего звена, то полным временем движения механизма является также промежуток времени от момента начала движения ведущего звена до момента конца его движения.

Полное время движения механизма состоит из трех частей: времени разбега; времени установившегося движения; времени выбега.

Время разбега характеризуется возрастанием скорости ведущего звена от нулевого значения до некоторого среднего значения, соответствующего нормальной рабочей скорости ведущего звена механизма. Во время установившегося движения обычно скорость ведущего звена механизма колеблется около среднего значения, соответствующего нормальной рабочей скорости ведущего звена механизма, периодически при этом повторяющейся. Время выбега характеризуется убыванием скорости ведущего звена от среднего значения нормальной рабочей скорости механизма до нулевого ее значения.

На рисунке 11.1 показана так называемая тахограмма механизма – кривая $\omega = \omega(t)$ зависимости угловой скорости ω ведущего звена от времени t . Полное время T движения механизма состоит из времени T_p разбега, времени $T_{y.d}$ установившегося движения и времени T_b выбега. Рисунок 11.1 показывает, что в течение времени установившегося движения кривая скорости $\omega = \omega(t)$ обычно имеет некоторые периодические колебания около среднего значения ω_{cp} , соответствующего нормальной рабочей скорости ведущего звена.

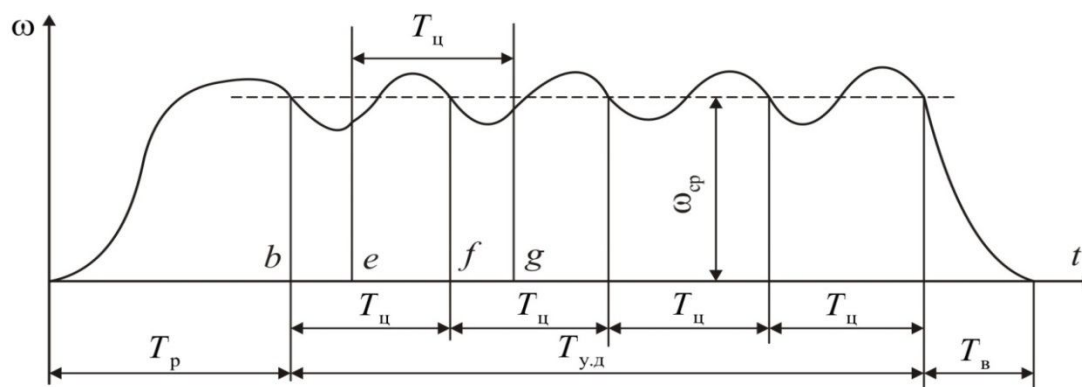


Рисунок 11.1 – Тахограмма механизма

Циклом движения ведущего звена механизма называется промежуток времени, по истечении которого положение, скорость и ускорение ведущего звена принимают первоначальные значения. На рисунке 11.1 время установившегося движения имеет четыре цикла. Каждому циклу движения соответствует время $T_{\text{ц}}$. Таким образом, общее время T равно

$$T = T_{\text{р}} + T_{\text{у.д}} + T_{\text{в}},$$

а время $T_{\text{у.д}}$ равно

$$T_{\text{у.д}} = kT_{\text{ц}},$$

где k – число циклов.

Продолжительность времени $T_{\text{р}}$, времени $T_{\text{в}}$ и времени $T_{\text{ц}}$ зависит от соотношений между действующими силами, массами и метрическими параметрами механизма, и если эти соотношения известны и достаточны, то всегда можно определить время $T_{\text{р}}$ разбега, время циклов движения и зависит от того, сколь долго необходимо $T_{\text{в}}$ выбега и время $T_{\text{ц}}$ одного цикла движения.

Полное время $T_{\text{у.д}}$ установившегося движения может состоять из любого числа циклов движения и зависит от того, сколь долго необходимо и возможно поддерживать рабочий режим движения механизма – режим со средней рабочей угловой скоростью $\omega_{\text{ср}}$. Необходимо отметить, что многие машины и механизмы могут и не иметь четко разграниченных стадий движения. Так, например, в грузоподъемных кранах, экскаваторах, некоторых транспортирующих машинах и др. полное время движения того или иного механизма может состоять из времени разгона и времени выбега, и в этих механизмах отсутствует веревка установившегося движения с характерными для него циклами движения.

Периодическим движением механизма называется такое движение, при котором в течение некоторого промежутка времени механизм обладает постоянными циклами движения, причем в течение каждого цикла движение происходит по одному и тому же закону.

Например, рисунок 11.1 показывает, что механизм имеет периодическое движение на участке времени $T_{\text{у.д}}$. Периодическое движение механизма отличается также тем, что при любом сдвиге начала отсчета времени $T_{\text{ц}}$ это время остается постоянным. Если, например, время $T_{\text{ц}}$ начать отсчитывать не от точки b , а от точки e , то соответственно конец цикла передвинется из точки f в точку g ; при этом отрезки (bf) и (eg) будут равны между собой.

Цикл может соответствовать одному или нескольким оборотам ведущего вала. Так, например, ведущий вал насоса с кривошипно-ползунным механизмом в течение цикла делает один оборот. У четырехтактного двигателя внутреннего сгорания в течение цикла ведущий вал делает два оборота. В некоторых машинах один цикл соответствует и большему числу оборотов ведущего вала.

Рассмотрим теперь, чем характеризуется с точки зрения динамики разбег, установившееся движение и выбег. Для этого напомним уравнение кинетической энергии. Это уравнение применительно к механизму может быть написано так:

$$A_d - A_c = \sum \frac{mv^2}{2} - \sum \frac{mv_0^2}{2}, \quad (11.1)$$

где A_d – работа всех движущих сил;

A_c – работа всех сил сопротивления;

$\sum mv^2/2$ – кинетическая энергия механизма;

v_0 и v – суть скорости в начале и в конце рассматриваемого перемещения.

Для времени разбега механизма необходимым является условие, в соответствие с которым конечная скорость v была бы по величине больше начальной скорости v_0 , а это влечет за собой требование, чтобы работа сил движущих за все это время была больше работы сил сопротивления:

$$A_d > A_c.$$

Для времени установившегося движения через каждый цикл движения величина скорости v становится равной величине скорости v_0 , и, следовательно, за тот же цикл работа движущих сил должна быть равна работе сил сопротивления:

$$A_d = A_c.$$

Для времени выбега $v < v_0$ и потому должно быть

$$A_d < A_c.$$

Соответственно указанному, правая часть уравнения (11.1) принимает последовательно следующие значения:

– для времени разбега

$$\sum \frac{mv^2}{2} - \sum \frac{mv_0^2}{2} > 0; \quad (11.2)$$

– для целого числа циклов во время установившегося движения

$$\sum \frac{mv^2}{2} - \sum \frac{mv_0^2}{2} = 0; \quad (11.3)$$

– для времени выбега

$$\left(\sum \frac{mv^2}{2} - \sum \frac{mv_0^2}{2} \right) < 0. \quad (11.4)$$

Из полученных выражений видно, что за время разбега механизма происходит приращение его кинетической энергии. Во время установившегося движения это приращение за целый цикл движения механизма равно нулю. За время выбега механизма происходит отдача кинетической энергии, накопленной им за время разбега.

Рассмотрим вопрос об энергии, потребляемой машиной на преодоление различных видов сопротивлений, и установим соотношения между работами, производимыми отдельными силами, действующими на машину.

Для этого уравнения кинетической энергии механизма (11.1) представим в следующем виде:

$$A_d - A_c - \left(\sum \frac{mv^2}{2} - \sum \frac{mv_0^2}{2} \right) = 0. \quad (11.5)$$

Величина, стоящая в скобках, может быть условно представлена как работа $A_{\text{и}}$ сил инерции. Тогда уравнение (11.5) будет иметь вид

$$A_d - A_c \pm A_{\text{и}} = 0. \quad (11.6)$$

Двойной знак у работы $A_{\text{и}}$ стоит в силу того, что кинетическая энергия в зависимости от значений величины v_0 и v может быть положительной и отрицательной. Далее в уравнении (11.6) выделим отдельно работу $A_{\text{п.с}}$ производственных сопротивлений, работу $A_{\text{т}}$ сил трения и других непроизводственных сопротивлений и работу $A_{\text{с.т}}$ сил тяжести звеньев.

Тогда уравнение (11.6) будет иметь следующий вид:

$$A_d - A_{\text{п.с}} - A_{\text{т}} \pm A_{\text{и}} \pm A_{\text{с.т}} = 0. \quad (11.7)$$

Работа $A_{\text{с.т}}$ имеет двойной знак, так как при подъеме общего центра масс звеньев механизма работа $A_{\text{с.т}}$ получается отрицательной, а при его опускании – положительной.

Если кроме указанных в уравнении (11.7) работ имеются работы и других сил, то они также могут быть включены в уравнение (11.7) с соответствующими знаками. Например, в некоторых случаях в это уравнение не обходимо включать работу сил упругости пружин в зависимости от конструкции механизма и характера его работы.

Уравнение (11.7) справедливо и для элементарных работ:

$$dA_d - dA_{п.с} - dA_t \pm dA_{и} \pm dA_{с.т} = 0. \quad (11.8)$$

Разделив все члены уравнения (11.8) на дифференциал времени dt , получим

$$\frac{dA_d}{dt} - \frac{dA_{п.с}}{dt} - \frac{dA_t}{dt} \pm \frac{dA_{и}}{dt} \pm \frac{dA_{с.т}}{dt} = 0,$$

или

$$N_d - N_{п.с} - N_t \pm N_{и} \pm N_{с.т} = 0, \quad (11.9)$$

где N_d – мощность, развиваемая силами движущими;

$N_{п.с}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление производственных сопротивлений;

N_t – мощность, затрачиваемая на преодоление всех сил трения и других непроизводственных сопротивлений;

$N_{и}$ – мощность, затрачиваемая на изменение кинетической энергии механизма или, на оборот (в зависимости от знака), получаемая за счет изменения кинетической энергии машины;

$N_{с.т}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил тяжести или, наоборот (в зависимости от знака), развиваемая силами тяжести.

Уравнение (11.9) можно назвать уравнением энергетического баланса машины.

Из уравнения (11.9) следует, что в некоторые моменты времени мощности $N_{и}$ и $N_{с.т}$ могут быть положительными, в другие моменты времени – отрицательными. В случае знака плюс они увеличивают мощность N_d , которую надо развить на ведущем звене механизма, в случае знака минус они ее уменьшают. Например, в течение времени разбега (уравнение (11.2)) мощность $N_{и}$ положительна, а, следовательно, при разбеге машины мощность N_d должна быть больше, чем для времени выбега, когда мощность $N_{и}$ отрицательна.

11.2 Механический коэффициент полезного действия

Рассмотрим отдельно установившееся движение. Для каждого цикла этого движения приращение кинетической энергии механизма равно нулю (уравнение (11.3)):

$$\sum \frac{mv^2}{2} - \sum \frac{mv_0^2}{2} = 0.$$

Следовательно, работа A_n в уравнении (11.7) равна нулю. Точно так же для каждого цикла равна нулю и работа сил тяжести $A_{с.т.}$.

Для установившегося движения уравнение (11.7) имеет следующий вид:

$$A_d = A_{п.с} + A_T. \quad (11.10)$$

Таким образом, за полный цикл установившегося движения работа всех движущих сил равна работе всех производственных $A_{п.с}$ и всех непроизводственных A_T сил сопротивления.

Механическим коэффициентом η полезного действия называется отношение абсолютной величины работы сил производственных сопротивлений к работе всех движущих сил за время установившегося движения:

$$\eta = \frac{A_{п.с}}{A_d}, \quad (11.11)$$

или, принимая во внимание уравнение (11.10), получаем

$$\eta = \frac{A_{п.с}}{A_{п.с} + A_T}. \quad (11.12)$$

Формулу (11.11) можно представить также в следующем виде:

$$\eta = \frac{A_d - A_T}{A_d} = 1 - \frac{A_T}{A_d}, \quad (11.13)$$

ибо согласно уравнению (11.10)

$$A_{п.с} = A_d - A_T.$$

Отношение работы A_T непроизводственных сопротивлений к работе движущих сил принято обозначать через φ и называть коэффициентом потерь в механизме. В соответствии с этим формулу (11.13) можно написать так:

$$\eta = 1 - \varphi. \quad (11.14)$$

Чем меньше в механизме работа непроизводственных сопротивлений, тем меньше его коэффициент потерь и тем совершеннее механизм в энергетическом отношении.

В некоторых случаях удобно вводить в рассмотрение коэффициент ψ , представляющий собой отношение $\psi = A_t/A_{п.с}$. Из формул (11.13) и (11.14) получаем связь между коэффициентами η , φ и ψ :

$$\psi = \frac{1-\eta}{\eta} = \frac{\varphi}{1-\varphi} = \frac{\varphi}{\eta}. \quad (11.15)$$

Из уравнения (11.13) следует: так как нив одном механизме работа A_t непроизводительных сопротивлений (например, сил трения) практически не может равняться нулю, то коэффициент полезного действия η всегда меньше единицы.

Из формулы (11.13) следует, далее, что коэффициент полезного действия может быть равен нулю, если

$$A_d = A_t;$$

значит, коэффициент полезного действия равен нулю, если работа движущих сил равна работе всех сил непроизводительных сопротивлений, которые имеются в механизме. В этом случае движение механизма является возможным, но без совершения какой-либо полезной работы. Такое движение механизма обычно называют движение в холостую.

Коэффициент полезного действия не может быть меньше нуля, так как для этого необходимо (формула (11.13)), чтобы отношение работ A_t/A_d было больше единицы:

$$\frac{A_t}{A_d} > 1 \text{ или } A_d < A_t.$$

Из этих неравенств следует, что если механизм, удовлетворяющим указанному условию, находится в покое, то действительного движения механизма произойти не может. Это явление носит название самоторможения механизма. Если же механизм находится в движении, то под действием сил непроизводительных сопротивлений он постепенно будет замедлять свой ход, пока не остановится (затормозится). Следовательно, получение при теоретических расчетах отрицательного значения коэффициента полезного действия служит признаком самоторможения механизма или невозможности движения механизма в заданном направлении.

Таким образом, коэффициент полезного действия механизма может изменяться в пределах

$$0 \leq \eta < 1. \quad (11.16)$$

Из формул (11.14) и (11.15) следует, что коэффициент φ изменяется в пределах $0 < \varphi \leq 1$, а коэффициент ψ – в пределах $0 < \psi \leq \infty$.

В большинстве механизмов движущие силы и силы сопротивления в течение времени установившегося движения не постоянны. Поэтому для определения коэффициента полезного действия подсчитывают работу всех движущих сил и производственных сопротивлений за один полный цикл времени установившегося движения машины. Например, если задан график (рис. 11.2) суммарной движущей силы $P_d = P_d(s)$, то для определения работы A_d движущих сил весь график разбивают на отдельные участки и определяют площади этих участков. Полная работа A_d движущих сил будет равна сумме всех этих площадей, умноженной на соответствующие масштабы силы P_d и пути s . Если, далее, определить величину средней движущей силы P_{cp} , то работа A_d движущих сил будет равна

$$A_d = P_{cp} s_{ц},$$

где $s_{ц}$ – путь, пройденный точкой приложения силы P_d за один полный цикл времени установившегося движения.

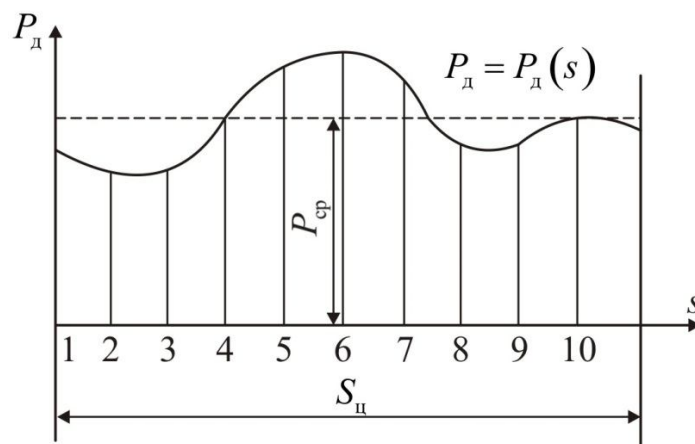


Рисунок 11.2 – График суммарной движущей силы

Аналогично может быть определена работа $A_{п.с}$, если задан график $P_{п.с} = P_{п.с}(s)$ сил производственных сопротивлений.

Рассмотрим теперь вопрос об определении коэффициента полезного действия нескольких механизмов, соединенных последовательно друг с другом. Пусть имеется n последовательно связанных между собой механизмов (рис. 11.3). Первый механизм приводится в движение движущими силами, совершающими работу A_d . так как полезная работа каждого предыдущего механизма, затрачиваемая на производственные сопротивления, является работой движущих сил для каждого последующего, то коэффициент полезного действия η_1 первого механизма равен $\eta_1 = A_1/A_d$.

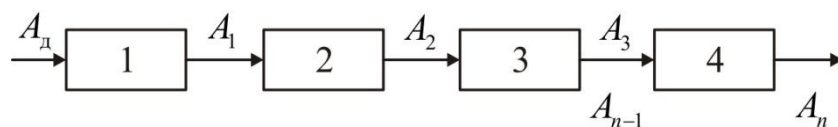


Рисунок 11.3 – Схема последовательного соединения механизмов

Для второго механизма коэффициент полезного действия равен

$$\eta_2 = \frac{A_2}{A_1}.$$

Для третьего механизма он равен

$$\eta_3 = \frac{A_3}{A_2}$$

и, наконец, для n -го механизма равен

$$\eta_n = \frac{A_n}{A_{n-1}}.$$

Общий коэффициент полезного действия η_{1n} равен

$$\eta_{1n} = \frac{A_n}{A_d}.$$

Величина этого коэффициента полезного действия может быть получена, если перемножить все отдельные коэффициенты полезного действия $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$. Имеем

$$\eta_{1n} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n = \frac{A_1}{A_d} \cdot \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{A_3}{A_2} \cdot \dots \cdot \frac{A_n}{A_{n-1}} = \frac{A_n}{A_d}. \quad (11.17)$$

Таким образом, общий механический коэффициент полезного действия последовательно соединенных механизмов равняется произведению механических коэффициентов полезного действия отдельных механизмов, составляющих одну общую систему. Значения работ за полное время установившегося движения машины пропорциональны средним значениям мощностей за тот же период времени; поэтому формулы (11.22) и (11.13) можно написать так:

$$\eta = \frac{N_{п.с.}}{N_d}, \quad (11.18)$$

или

$$\eta = 1 - \frac{N_r}{N_d}, \quad (11.19)$$

где $N_{п.с}$ – средняя мощность, поглощаемая илами производственных сопротивлений;

N_T – средняя мощность, поглощаемая силами непроизводственных сопротивлений;

N_d – средняя мощность, развиваемая движущими силами.

При определении общего коэффициента полезного действия последовательно соединенных механизмов необходимо остерегаться того, чтобы одни и те же сопротивления не были одновременно учтены в коэффициентах полезного действия двух механизмов. Так, если рассматривать некоторый механизм i , то в соединениях его с механизмами $(i-1)$ и $(i+1)$ имеют место потери, которые при определении коэффициентов полезного действия η_{i-1} , η_i , η_{i+k} должны быть отнесены либо к механизму i , либо к $(i-1)$, либо к $(i+1)$. Чтобы избежать такой ошибки, можно отдельно подсчитать коэффициент полезного действия для каждого механизма без учета потерь в соединениях с соседними механизмами и отдельно коэффициенты полезного действия для соединений и после этого воспользоваться формулой (11.17). Обычно на практике этим пренебрегают и пользуются формулой (11.17) без учета указанных условий. При этом очевидно, общий коэффициент полезного действия будет приближенным и несколько меньшим действительного.

Выше (рис. 11.3) был рассмотрен простейший случай последовательного соединения механизмов. В современных машинах весьма часто соединение механизмов оказывается более сложным. На рисунке 11.4 показана схема сложного соединения механизмов. Поток энергии от механизма 2 распределяется по двум направлениям. В свою очередь от механизма 3" поток энергии распределяется также по двум направлениям. Общая работа $A_{п.с}$ сил производственных сопротивлений равна $A_{п.с} = A'_n + A''_n + A'''_n$.

Следовательно, общий коэффициент полезного действия η всей системы механизмов равен

$$\eta = \frac{A_{п.с}}{A_d} = \frac{A'_n + A''_n + A'''_n}{A_d}. \quad (11.20)$$

Работа A_d может быть выражена через работы A'_n, A''_n, A'''_n и через соответствующие коэффициенты полезного действия отдельных механизмов.

На рисунке 11.4 показаны сплошной линией $I-I$, штриховой линией $II-II$ и штрихпунктирной линией $III-III$ три потока энергии от общего источника энергии, производящего работу A_d .

Работа A_d может быть представлена как сумма

$$A_d = \frac{A'_n}{\eta_{n'}} + \frac{A''_n}{\eta_{n''}} + \frac{A'''_n}{\eta_{n'''}} \quad (11.21)$$

где $\eta_{1n'}$, $\eta_{1n''}$, $\eta_{1n'''}$ – общие коэффициенты полезного действия каждого из потоков I – I, II – II, III – III, равные

$$\eta_{1n'} = \eta_1 \eta_2 \eta_{3'} \eta_{4'} \dots \eta_{n'}, \eta_{1n''}$$

$$\eta_{1n''} = \eta_1 \eta_2 \eta_{3''} \eta_{4''} \dots \eta_{n''},$$

$$\eta_{1n'''} = \eta_1 \eta_2 \eta_{3'''} \eta_{4'''} \dots \eta_{n'''}$$

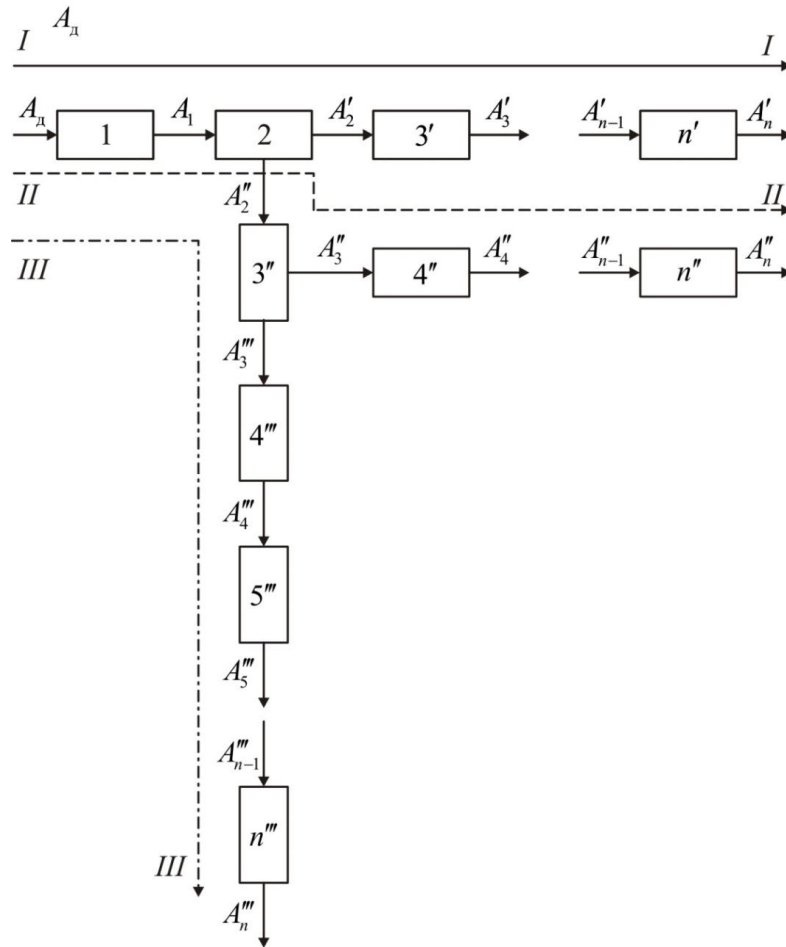


Рисунок 11.4 – Пример последовательно-параллельного соединения механизмов
Общий коэффициент полезного действия η всей системы механизмов равен

$$A_d = \frac{\frac{A'_n}{\eta_{n'}} + \frac{A''_n}{\eta_{n''}} + \frac{A'''_n}{\eta_{n'''}}}{\frac{A'_n}{\eta_{n'}} + \frac{A''_n}{\eta_{n''}} + \frac{A'''_n}{\eta_{n'''}}} \quad (11.22)$$

Из формулы (11.22) следует, что общий коэффициент полезного действия в значительной степени зависит от той схемы распределения потоков энергии, которая была принята при проектировании общей схемы системы механизмов.

12 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

12.1 Основные задачи

При рассмотрении вопросов кинематического анализа механизмов всегда предполагаем движение ведущих звеньев заданным. Движение ведомых звеньев изучается в зависимости от заданного движения ведущих звеньев. При этом силы, действующие на звенья механизма, и силы, возникающие при его движении, нами не изучаются. Таким образом, при кинематическом анализе исследование движения механизмов ведется с учетом только структуры механизмов и геометрических соотношений между размерами их звеньев.

Динамический анализ механизмов имеет своими задачами:

а) изучение влияния внешних сил, сил веса звеньев, сил трения и массовых сил (сил инерции) на звенья механизма, на элементы звеньев, на кинематические пары и неподвижные опоры, и установление способов уменьшения динамических нагрузок, возникающих при движении механизма;

б) изучение режима движения механизма под действием заданных сил и установление способов, обеспечивающих заданные режимы движения механизма.

Первая задача носит название силового анализа механизмов, а вторая задача – название динамики механизмов.

В динамический анализ механизмов может быть включен и ряд других задач, имеющих важное техническое значение, а именно: теория колебаний в механизмах, задача о соударении звеньев механизмов и др. Но эти вопросы являются предметом изучения в специальных курсах, так как при решении их необходимо применять методы теории упругости, а теории механизмов и машин задачи решаются обычно в предположении, что звенья механизма являются абсолютно жесткими.

Первая из указанных задач динамики механизмов имеет своей целью определение внешних неизвестных сил, действующих на звенья механизма, а также усилий (реакций), возникающих в кинематических аппаратах при движении механизма.

К внешним силам, например, относятся: давление рабочей смеси (газа или жидкости) на поршень кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания, парового двигателя, компрессора, вращающий момент, развиваемый электродвигателем на валу рабочего механизма, и др. Некоторые силы возникают в результате движений механизма. К этим силам, например, относятся силы трения при движении, силы сопротивления среды и т. д. Некоторые силы, как, например, динамические реакции в кинематических парах, возникают при движении вследствие инерции звеньев.

Изучение природы сил требует не только теоретического, но и экспериментального исследования. С помощью современных измерительных приборов можно весьма точно определять различные силы, действующие на отдельные звенья механизма, и выявлять их зависимости от различных факторов.

Если известны внешние силы, действующие на звенья механизма, и известны законы движения всех его звеньев, то можно методами, излагаемыми в механике, определить силы трения и реакции связей в кинематических парах, силы сопротивления среды, силы инерции звеньев и другие силы, возникающие при движении механизма, и тем самым произвести так называемый силовой расчет механизма.

К первой задаче динамического анализа механизмов относится также вопрос об устранении дополнительных динамических нагрузок от сил инерции на опоры механизма соответствующим подбором масс звеньев. Этот вопрос носит название теории уравнивания масс в механизмах.

Вторая задача имеет своей целью определение мощности, необходимой для воспроизведения заданного движения машины или механизма, и изучение законов распределения этой мощности на выполнение работ, связанных с действием различных сил на механизм, а также решение вопроса о сравнительной оценке механизмов с помощью коэффициента полезного действия, характеризующего степень использования общей энергии, потребляемой машиной или механизмом, на полезную работу. К этой же задаче относится вопрос об определении истинного движения механизма под действием приложенных у нему сил, т.е. задачи о режиме его движения, а также вопрос о подборе таких соотношений между силами, массами и размерами звеньев механизма или машины, при которых движение механизма или машины было бы наиболее близким к требуемому условию рабочего процесса.

Эта задача обычно носит название теории движения машины или механизма под действием заданных сил.

12.2 Задачи силового расчета механизмов

Как было указано выше, силовой расчет механизмов заключается в определении тех сил, которые действуют на отдельные звенья механизмов при их движении.

Вопрос об определении сил имеет большое практическое значение для расчета на прочность отдельных деталей механизмов, для определения мощности, потребленной для работы механизма, для определения трения в кинематических парах и т.д. Зная силы, действующие на различные звенья

механизма, конструктор может выбрать наиболее рациональные размеры звеньев, определить конструктивные их формы, необходимые для достаточной прочности деталей, обеспечить в кинематических парах достаточную смазку и т.д.

До появления в технике быстроходных машин определение сил в механизмах велось без учета тех дополнительных сил, которые возникают при движении механизма. Такие расчеты обычно носили название статистических расчетов. В связи с появлением в технике быстроходных машин стало необходимым учитывать и те силы, которые возникают при движении механизма и часто значительно превышают статические силы. Расчеты, в которых учитываются как статические, так и динамические нагрузки, носят название динамических расчетов.

Определение сил, действующих на различные звенья механизма при его движении, может быть сделано в том случае, если известны законы движения всех звеньев механизма и известны внешние силы, приложенные к механизму. Поэтому общую задачу динамического расчета и проектирования новых механизмов и машин конструктор обычно расчленяет на две части. Сначала он задается приближенным законом движения ведущих звеньев механизма и внешними силами, на него действующими, определяет все необходимые расчетные усилия и по ним подбирает необходимые размеры, массы и моменты инерции звеньев. Это – первая часть задачи. После этого конструктор приступает к решению второй части задачи, а именно, к исследованию вопроса об истинном движении спроектированного механизма, к которому приложены различные действующие на него силы. Определив истинный закон движения механизма, конструктор вносит в ранее проведенный расчет все необходимые исправления и дополнения.

Силовой расчет механизма может быть произведен самыми разнообразными методами. В теории машин и механизмов весьма широкое применение получил метод силового расчета механизмов на основе обыкновенных уравнений равновесия твердых тел.

Сущность этого метода сводится к применению при решении задач динамики уравнений равновесия в форме Даламбера. Как известно из теоретической механики, для этого силу инерции, которая является противодействием ускоряемого тела, приложенным к телу, сообщающему это ускорение, условно переносят на ускоряемое тело.

В применении к механизмам сущность метода может быть сформулирована так: если ко всем внешним действующим на звено механизма силам присоединить силы инерции, то под действием всех этих сил можно звено рассматривать условно находящимся в равновесии. Таким образом, при применении принципа Даламбера к расчету механизмов, кроме внешних

сил, действующих на каждое звено механизма, вводятся в рассмотрение еще силы инерции, величины которых определяются как произведение массы отдельных материальных точек на ускорения. Направления этих сил противоположны направлениям ускорений рассматриваемых точек. Составляя для полученной системы сил уравнения равновесия и решая их, определяем силы, действующие на звенья механизма и возникающие при его движении. Метод силового расчета механизма с использованием сил инерции и применением уравнений динамического равновесия носит иногда название кинетостатического расчета механизмов, в отличие от статического расчета, при котором не учитываются силы инерции звеньев.

12.3 Силы, действующие на звенья механизма

При работе механизма к его звеньям приложены внешние задаваемые силы, а именно: силы движущие, силы производственных сопротивлений, силы тяжести и др. Кроме того, при движении механизмов в результате реакций связей в кинематических парах возникают силы трения, которые можно рассматривать как составляющие этих реакций. Реакции в кинематических парах возникают не только вследствие действия внешних задаваемых сил на звенья механизма, но и вследствие движения отдельных масс механизма с ускорениями. Составляющие реакции, возникающие от движения звеньев с ускорениями, можно считать дополнительными динамическими давлениями в кинематических парах. Эти дополнительные динамические давления могут быть определены из уравнений равновесия звеньев, если к задаваемым силам и реакциям связей добавить силы инерции.

Будем называть в механизме движущими силами те силы, которые стремятся ускорить движение ведущего звена. Иначе, движущими силами будем называть те силы, приложенные к звеньям механизма, которые совершают положительную работу.

Силами сопротивления в механизме будем называть те силы, которые стремятся замедлить движение ведущего звена. Иначе, силами сопротивления будем называть те силы, приложенные к звеньям механизма, которые совершают отрицательную работу.

Силами производственного сопротивления, или силами полезного сопротивления, будем считать те силы сопротивления, которые совершают работу, необходимую для выполнения требуемого технологического процесса.

Силами непроизводственных сопротивлений, или силами вредных сопротивлений, будем называть те силы сопротивления, на преодоление которых затрачивается дополнительная работа сверх той, которая необходима для преодоления полезного сопротивления.

Например, у двигателя внутреннего сгорания движущей силой является давление расширяющегося газа на поршень. Силами сопротивления будут: сила трения в подшипниках и цилиндрах, сопротивление воздуха, сопротивление той рабочей машины, которая приводится в движение двигателем, и т. п. При этом сопротивление рабочей машины, которая приводится двигателем в движение, будет производственным сопротивлением, а силы трения, сопротивление воздуха и т. д. будут непроизводственными сопротивлениями.

Необходимо отметить некоторую условность в разделении сил на силы движущие и силы сопротивления. Например, силы тяжести звеньев при подъеме их центров тяжести оказываются силами сопротивления, а при опускании центров тяжести – силами движущими. Силы трения, возникающие в подшипниках, являются силами сопротивления, а силы трения, возникающие в точках контакта при обхвате ремнем шкива ременной передачи, являются силами движущими и т. д. Работа движущих сил называется иногда затрачиваемой работой, работа сил производственных сопротивлений – полезной работой и работа непроизводственных сопротивлений – вредной работой.

12.4 Силы движущие и силы производственных сопротивлений

Силы движущие и силы производственных сопротивлений в зависимости от их физических и технологических характеристик могут быть функциями различных кинематических параметров: перемещений, скоростей, ускорений и времени. В теории механизмов мы предполагаем эти силы обычно известными и заданными в аналитической или графической форме. В последнем случае – это диаграммы сил, работ или мощностей.

Рассмотрим наиболее типичные диаграммы и связь этих диаграмм между собой.

На рисунке 12.1 представлена диаграмма силы P , которая действует на ведущее звено механизма убирающегося шасси самолета при подъеме шасси. Сила P дана в функции пути s точки ее приложения. Имея диаграмму $P = P(s)$ (рис. 12.1), можно построить диаграмму $A = A(s)$ работы A в функции пути s (рис. 12.2). В самом деле, работа A_{1k} на интервале пути от начального положения I до любого последующего k равна

$$A_{1k} = \int_{s_1}^{s_k} P ds, \quad (12.1)$$

где s_1 и s_k – величины пути соответственно в положениях I и k .

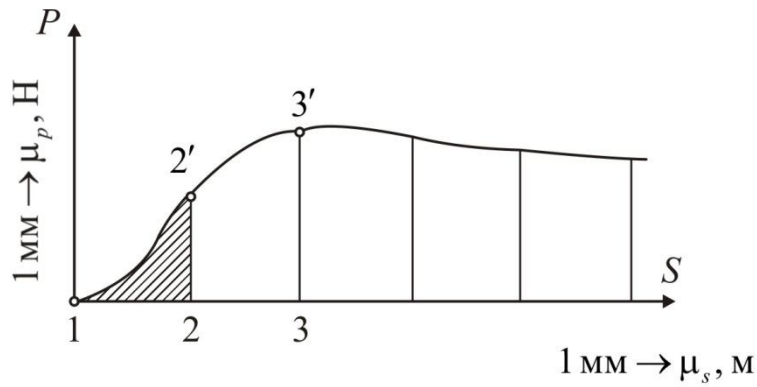


Рисунок 12.1 – Диаграмма зависимости силы от пути точки ее приложения

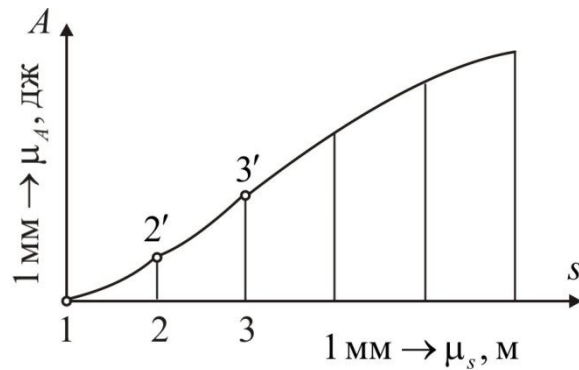


Рисунок 12.2 – Диаграмма зависимости работы силы от пути, построенная интегрированием диаграммы, изображенной на рисунке 12.1

Следовательно, построение диаграммы $A = A(s)$ (рис. 12.2) сводится к интегрированию функции $P = P(s)$ (рис. 12.1). На интервале от s_1 до s_2 работа A_{12} равна

$$A_{12} = \int_{s_1}^{s_2} P ds = \mu_P \mu_s \text{пл.}[12'2] = \mu_A (2 - 2''),$$

где пл. $[12'2]$ – площадь, ограниченная кривой 1,2' и прямыми 1,2 и 2,2', и измеренная в квадратных миллиметрах (на рисунке 12.1 площадь заштрихована); μ_P и μ_s – масштабы сил и путей.

Полученное значение A_{12} отложено в масштабе μ_A на ординате в точке 2 диаграммы $A = A(s)$ (рис. 12.2) в виде отрезка $(2 - 2'')$.

Работа A_{13} в интервале от s_1 до s_3 равна

$$A_{13} = \int_{s_1}^{s_3} P ds = \mu_P \mu_s \text{пл.}[12'3'3] = \mu_A (3 - 3'')$$

(рис. 12.2) и т. д.

На рисунке 12.3 дана диаграмма момента M , развиваемого на валу двигателя внутреннего сгорания, в функции угла φ поворота вала двигателя

(диаграмма $M = M(\varphi)$). Для построения диаграммы работы $A = A(\varphi)$ можно воспользоваться равенством

$$A_{1k} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_k} M d\varphi. \quad (12.2)$$

Таким образом, задача сводится к интегрированию функций $M = M(\varphi)$ (рис. 12.3). Диаграмма функции $A = A(\varphi)$ дана на рисунке 12.4.

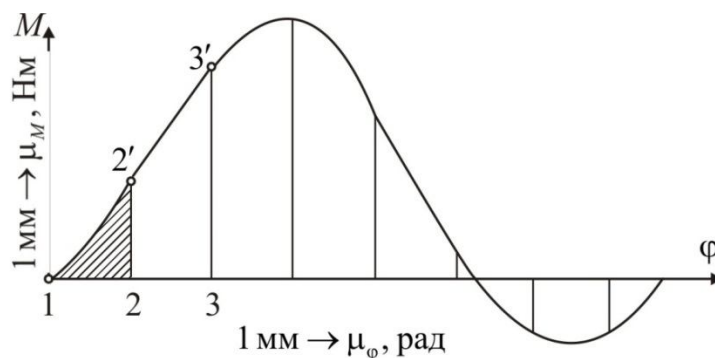


Рисунок 12.3 –Диаграмма зависимости момента на коренном валу поршневого двигателя от угла поворота коренного вала

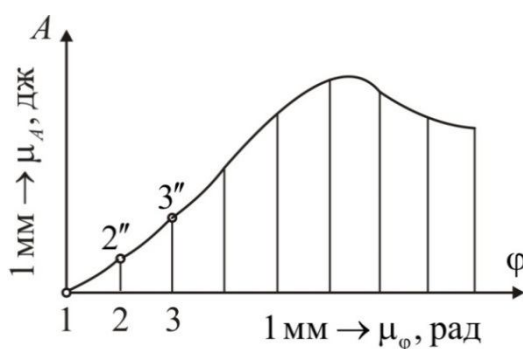


Рисунок 12.4 – Диаграмма зависимости работы поршневого двигателя от угла поворота коренного вала, построенная интегрированием диаграммы, изображенной на рисунке 12.3

В рассмотренных примерах сила P и момент M были заданы в функции перемещений s и φ ведущих звеньев. В некоторых случаях эта сила или момент могут быть заданы в функции времени t . На рисунке 12.5 показана диаграмма $P = P(t)$, характерная для многих рабочих машин. Например, приближенно по такому закону изменяется сила тяги многих сельскохозяйственных машин. Если рассматривать процесс с момента начала перемещения машины по полю, то сила тяги вначале быстро растет до некоторого значения P_{\max} (рис. 12.5), после чего уменьшается, приближаясь

к некоторому постоянному значению $P_{\text{раб}}$, соответствующему рабочему времени движения машин.

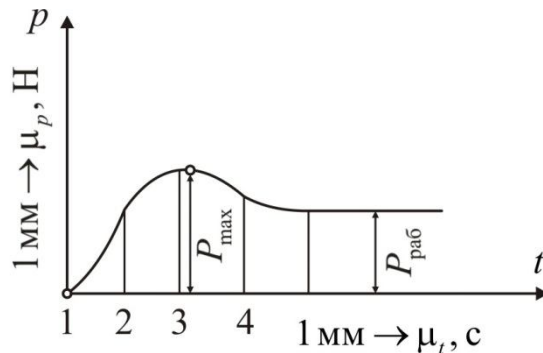


Рисунок 12.5 – Диаграмма зависимости силы от времени ее действия

На рисунке 12.6 показана аналогичная диаграмма $M = M(t)$ изменения момента M центрифуги в функции времени t .

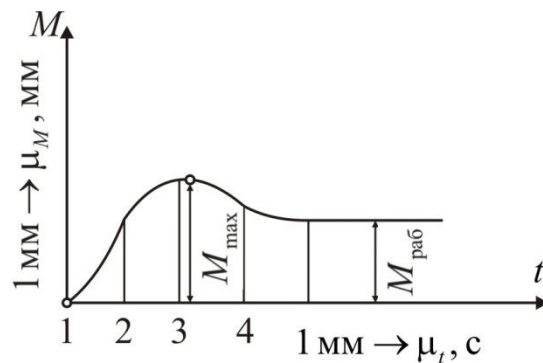


Рисунок 12.6 – Диаграмма зависимости момента силы от времени ее действия

Для построения диаграмм работ по диаграммам $P = P(t)$, и $M = M(t)$ необходимо дополнительно знать зависимость перемещения s от времени t или угла поворота φ от времени t , т. е. зависимость $s = s(t)$ или $\varphi = \varphi(t)$. Эти зависимости могут быть, например, экспериментально определены одновременно с регистрацией силы P или момента M в функции времени t .

Имея диаграммы $P = P(t)$ и $s = s(t)$, можно исключить из них время t и построить диаграмму $P = P(s)$, после чего построение диаграммы $A = A(s)$ может быть сделано так, как это указано выше.

Аналогично, имея диаграммы $M = M(t)$ и $\varphi = \varphi(t)$, можно построить диаграмму $M = M(\varphi)$ и по ней диаграмму $A = A(\varphi)$.

При экспериментальном исследовании машин в некоторых случаях записывается диаграмма мощности N , потребляемой машиной в функции времени t , т. е. диаграмма $N = N(t)$. Такую диаграмму получаем, например,

при записи на самопишущем ваттметре мощности, потребляемой электродвигателем, приводящим в движение рабочую машину. По диаграмме $N = N(t)$ можно построить диаграмму зависимости работы A от времени t – диаграмму $A = A(t)$, так как работа A_{1k} на интервале времени от t_1 до t_k равна

$$A_{1k} = \int_{t_1}^{t_k} N dt. \quad (12.3)$$

Таким образом, построение диаграммы $A = A(t)$ сводится к интегрированию по времени функции $N = N(t)$. Если дополнительно построены диаграммы $s = s(t)$ или диаграмма $\varphi = \varphi(t)$, то, исключая время t из диаграмм $A = A(t)$ и $s = s(t)$ или из диаграмм $A = A(t)$ и $\varphi = \varphi(t)$, получаем диаграмму $A = A(s)$ или $A = A(\varphi)$. диаграммы $P = P(s)$ или $M = M(\varphi)$ могут быть получены дифференцированием функций $A = A(s)$ или $A = A(\varphi)$ по пути s или углу φ , так как

$$P = \frac{dA}{ds}; \quad M = \frac{dA}{d\varphi}. \quad (12.4)$$

Таким образом, изучены методы построения диаграмм.

13 НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

13.1 Общая постановка задачи

В общем случае скорости ведущего звена механизма, при установившемся движении меха, являются величинами переменными. Колебания скоростей ведущего звена вызывают в кинематических парах дополнительные динамические давления, понижающие общий коэффициент полезного действия машины и надежность ее работы. Кроме того, эти колебания скоростей в некоторых случаях могут вызывать значительные упругие колебания в звеньях механизма или машины, что является нежелательным как с точки зрения прочности этих звеньев, так и с точки зрения потери мощности, затрачиваемой на эти упругие колебания. Наконец, колебания скорости могут ухудшить тот рабочий технологический процесс, которые выполняется механизмами машины.

Рассматривая колебания скорости ведущего звена за время установившегося движения механизма, можно обнаружить, что эти колебания бывают двух различных типов.

У большей части механизмов только за полный цикл установившегося движения работа всех движущих сил равна работе сил сопротивления. Внутри же этого цикла мы не наблюдаем равенства этих работ, и, следовательно, ведущее звено механизма движется внутри этого цикла неравномерно. Так как через каждый полный цикл установившегося движения кинетическая энергия механизма принимает начальное значение, скорости ведущего звена механизма тоже периодически повторяются с тем же самым циклом. Такие колебания скоростей назовем периодическими.

Таковыми образом, периодическими колебаниями скоростей механизма называются колебания, при которых скорости всех звеньев механизма имеют вполне определенные циклы, по истечении которых эти скорости принимают каждый раз свои первоначальные значения.

Кроме периодических колебаний скоростей в механизме могут иметь место и непериодические колебания скоростей, вызываемые различными причинами: внезапным изменением полезных или вредных сопротивлений, включением в механизм дополнительных масс и т. д. Такое внезапное изменение нагрузки на механизм вызывает внезапное увеличение или уменьшение скорости его звена приведения, и так как эти колебания скорости в некоторых случаях не имеют определенного цикла, то такие колебания скорости звена приведения назовем непериодическими. Во многих механизмах мы наблюдаем оба вида колебаний скоростей.

Колебания скоростей во время установившегося движения могут достигнуть такой величины, которая не будет допустимой с точки зрения обеспечения всех надлежащих условий работы механизма. Тогда может возникнуть вопрос о регулировании в заранее заданных пределах величин этих колебаний. Задача о регулировании колебаний скоростей во время установившегося движения механизма имеет большое значение в технике, потому что в большинстве механизмов это время является рабочим временем их движения – промежутком времени, в течение которого механизм выполняет свои производственные функции.

Регулирование периодических колебаний скоростей при установившемся движении механизма обычно выполняется соответствующим подбором масс его звеньев. Массы звеньев должны быть подобраны так, чтобы они могли аккумулировать все приращения кинетической энергии механизма, имеющие место при приращении работы движущих сил над силами сопротивления. Эта аккумулированная массами звеньев кинетическая энергия должна быть отдана механизму обратно, когда работа сил сопротивления будет превышать работу движущих сил.

Подбором масс звеньев механизма можно решить задачу о регулировании периодических колебаний скорости ведущего звена при его установившемся движении. В случае же непериодических колебаний скоростей при установившемся движении подбором масс его звеньев можно решить задачу о регулировании колебаний скоростей только в тех случаях, когда эти колебания незначительны. При значительных периодических колебаниях скоростей задача о регулировании решается установкой специальных механизмов, регулирующих законы изменения или движущих сил, или сил сопротивления. Такие регулирующие механизмы получили название регуляторов.

Рассмотрение вопроса о регулировании движения механизма начнем с рассмотрения задачи о регулировании периодических колебаний скоростей во время его установившегося движения.

13.2 Средняя скорость машины и ее коэффициент неравномерности

Для изучения периодических колебаний скоростей во время установившегося движения механизма или машины введем понятие о средней скорости звена привода, и дальнейшее рассмотрение задачи будем вести для этого времени движения.

Обозначим путь, проходимый выбранной на звене привода точкой B за один цикл ее движения от положения i до положения k , через s .

Будем называть действительной средней скоростью $(v_{cp})_д$ скорость такого равномерного движения, при котором точка прошла бы путь s в тот же промежуток времени t , который требуется и при неравномерном движении.

Так как $dt = \frac{ds}{v}$, то

$$t = t_k - t_i = \int_{s_i}^{s_k} \frac{ds}{v},$$

откуда, с учетом того, что $t_k - t_i = \frac{s}{(v_{cp})_д}$, получаем

$$(v_{cp})_д = \frac{s}{\int_{s_i}^{s_k} \frac{ds}{v}}. \quad (13.1)$$

Действительную среднюю скорость часто заменяют средней арифметической скоростью v_{cp} и полагают

$$v_{cp} \approx \frac{v_{max} + v_{min}}{2}, \quad (13.2)$$

где v_{max} и v_{min} – максимальные и минимальные значения скорости точки B (рис. 13.1).

Для механизмов с малой неравномерностью движения разница между этими значениями пренебрежимо мала, вследствие чего обычно в качестве средней скорости пользуются тем из них, которое удобнее для решения поставленной задачи.

На паспорте двигателя, рабочей машины или механизма такая условная средняя скорость бывает обычно указана, причем в этом случае ее обыкновенно называют номинальной скоростью (от латинского слова «номен», обозначающего имя, наименование).

Для механизма с малой равномерностью движения предпочтительнее пользоваться действительной средней скоростью.

Если разность максимального и минимального значений скорости v_B точки B (рис. 13.1) разделить на среднюю скорость, то получим так называемый коэффициент неравномерности движения механизма или машины, обозначаемый через δ и равный

$$\delta = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{cp}}. \quad (13.3)$$

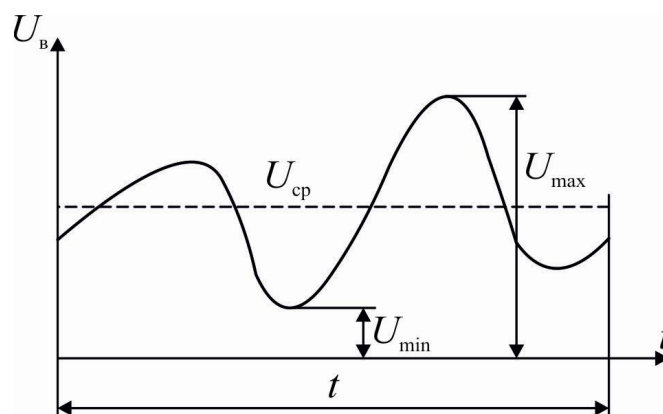


Рисунок 13.1 – График скорости точки и функции времени

Чем меньше разность между U_{\max} и U_{\min} , тем равномернее вращается ведущее звено. Задача регулирования движения механизма или машины в период их установившегося движения сводится к подбору такого соотношения между массами звеньев механизмов и действующими на них силами, при котором коэффициент неравномерности δ не превышал бы какого-либо заранее заданного значения. На практике величина δ колеблется в весьма значительных пределах.

В таблице 13.1 приводятся допустимые коэффициенты неравномерности хода для некоторых типов машин.

Таблица 13.1 – Допустимые коэффициенты неравномерности движения

Типы машин	Коэффициенты неравномерности движения
Насосы	1/5 – 1/30
Сельскохозяйственные машины	1/5 – 1/50
Металлообрабатывающие станки	1/20 – 1/50
Ткацкие, полиграфические, мукомольные машины	1/10 – 1/50
Бумагопрядильные машины	1/60 – 1/100
Судовые двигатели	1/20 – 1/150
Двигатели внутреннего сгорания	1/80 – 1/100
Компрессоры	1/50 – 1/100
Электрические генераторы постоянного тока	1/100 – 1/200
Электрические генераторы переменного тока	1/200 – 1/300
Авиационные двигатели	1/200 и меньше
Турбогенераторы	1/200 и меньше

Удобно среднюю скорость механизма или машины и коэффициент неравномерности хода выражать через углы поворота и угловые скорости звена приведения. Тогда по аналогии с равенствами (13.1) – (13.3) будем иметь действительной средней угловой скорости (ω_{cp}) выражение

$$(\omega_{cp})_д = \frac{\Phi}{\int_{\varphi_i}^{\varphi_k} \frac{d\varphi}{\omega}}; \quad (13.4)$$

для средней арифметической угловой скорости выражение

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \quad (13.5)$$

и для коэффициента неравномерности движения выражение

$$\delta = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{\omega_{cp}}. \quad (13.6)$$

Коэффициент неравномерности движения характеризуется только перепад угловой скорости звена приведения в пределах ω_{min} до ω_{max} , но не характеризует динамики движения звена приведения внутри одного полного цикла периода установившегося движения. Так, на рисунке 13.2, а, б показаны два графика зависимости $\omega = \omega(\varphi)$, у которых ω_{max} и ω_{min} равны, но угловые ускорения ε для рисунке 13.2, б значительно больше, чем для рисунка 13.2, а. Динамические характеристики механизмов с этими значениями ε различны. Сравнительная оценка динамических свойств механизма или машины в период установившегося движения может быть охарактеризована коэффициентом динамичности x , в качестве которого берут отношение экстремального (наибольшего) значения углового ускорения ε_{ext} к квадрату к квадрату средней угловой скорости ω_{cp}^2 :

$$x = \frac{\varepsilon_{ext}}{\omega_{cp}^2}. \quad (13.7)$$

Помножим числитель и знаменатель выражения (13.7) на среднее значение приведенного момента инерции $J_{п.ср}$. Тогда получим

$$x = \frac{J_{п.ср} \varepsilon_{ext}}{J_{п.ср} \omega_{cp}^2} = \frac{M_{ext}}{2T_{ср}}, \quad (13.8)$$

и, таким образом, коэффициент динамичности механизма равен отношению экстремального момента M_{ext} , приложенного к звену приведения, к удвоенной величине средней кинетической энергии T_{cp} механизма.

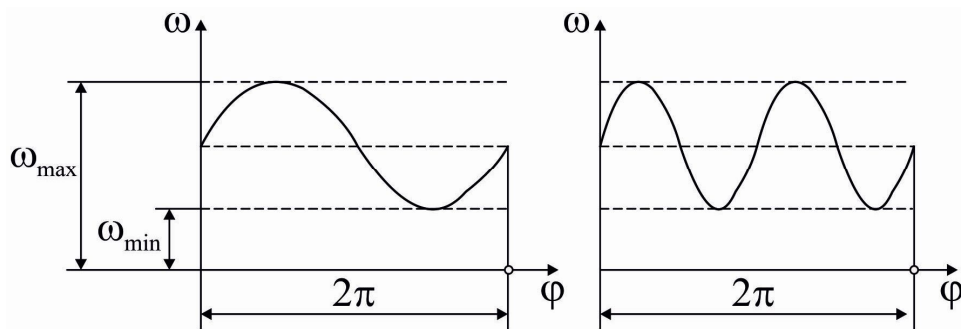


Рисунок 13.2 – Графики зависимости угловой скорости от угла поворота:

а – с плавным изменением угловой скорости;

б – с менее плавным изменением угловой скорости

Коэффициент динамичности x режима движения механизма, показанного на рисунке 13.2, б больше, чем для механизма, режим движения которого показан на рисунке 13.3, а, при одной и той же величине приведенного момента инерции $J_{п.ср}$.

Если для всего времени движения механизма построена диаграмма $T = T(J_{п})$, то определение величины δ во время установившегося движения не представляет трудностей. Для этого рассмотрим участок диаграммы $T = T(J_{п})$. Максимальная угловая скорость ω_{max} за время установившегося движения соответствует максимальному значению тангенса угла ψ_{max} , а минимальная угловая скорость ω_{min} соответствует минимальному значению тангенса угла ψ_{min} . Для определения максимального ψ_{max} и минимального ψ_{min} значения угла ψ проводим из точки O к замкнутой части кривой $T = T(J_{п})$ две касательные.

Одна касательная образует с осью абсцисс максимальный угол ψ_{max} , другая образует с осью абсцисс минимальный угол ψ_{min} .

$$\omega_{max}^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_{J_n}} \operatorname{tg} \psi_{max}, \quad \omega_{min}^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_{J_n}} \operatorname{tg} \psi_{min}, \quad (13.9)$$

где ω_{max} и ω_{min} суть максимальная и минимальная угловые скорости звена приведения. Коэффициент неравномерности движения δ равен

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}. \quad (13.10)$$

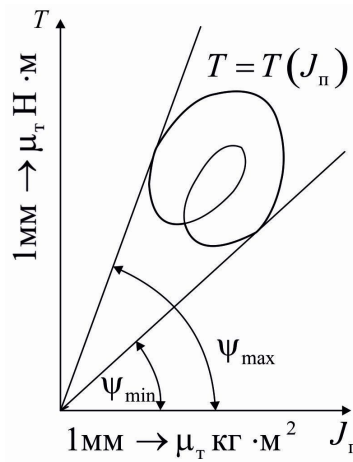


Рисунок 13.3 – Диаграмма кинетической энергии в функции приведенного момента инерции для установившегося движения механизма

Умножая числитель и знаменатель правой части формулы (13.10) на $(\omega_{\max} + \omega_{\min})$, получим

$$\delta = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})(\omega_{\max} + \omega_{\min})}{\omega_{\text{cp}}(\omega_{\max} + \omega_{\min})} = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2\omega_{\text{cp}}^2}, \quad (13.11)$$

так как $\omega_{\max} + \omega_{\min} = 2\omega_{\text{cp}}$ (формула (13.11)). Подставляя ω_{\max}^2 и ω_{\min}^2 из формулы (13.9), получаем

$$\delta = \frac{\mu_T}{\mu_{J_p}} \frac{tg\psi_{\max} - tg\psi_{\min}}{\omega_{\text{cp}}^2}. \quad (13.12)$$

Углы ψ_{\max} и ψ_{\min} можно найти непосредственно ω_{cp} определяется по формуле (13.4).

Если принять $\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$, то, решая совместно уравнения (13.5), (13.6) и (13.9), получаем, что коэффициент неравномерности хода δ механизма равен

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}} = 2 \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}} = 2 \frac{\sqrt{tg\psi_{\max}} - \sqrt{tg\psi_{\min}}}{\sqrt{tg\psi_{\max}} + \sqrt{tg\psi_{\min}}}. \quad (13.13)$$

Определить коэффициент неравномерности движения δ механизма можно и непосредственно, если построена диаграмма скоростей (например, по диаграмме скоростей, построенной на рисунке 13.1). Для этого определяем v_{\max} и v_{\min} по диаграмме и подставляем их значения в формулы (13.2) и (13.3).

13.3 Введение в теорию регулирования

При периодических колебаниях скоростей ведущего вала машины (звена привода механизма) во время установившегося и неустановившегося движений необходимо соединить звено привода регулируемого объекта с особым механизмом, носящим название скоростного регулятора. Задача регулятора состоит в установлении устойчивого (стационарного) изменения скорости, режима движения звена привода регулируемого объекта, что может быть достигнуто выравниванием разницы между движущими силами и силами сопротивления. Если по каким-либо причинам уменьшается полезное сопротивление и регулируемый объект начинает ускорять свое движение, то регулятор автоматически уменьшает приток движущих сил. Наоборот, если силы сопротивления увеличиваются, и регулируемый объект начинает замедлять свое движение, то регулятор увеличивает движущие силы. Таким образом, как только нарушается равновесие между движущими силами и силами сопротивления, регулятор должен вновь их сбалансировать и заставить регулируемый объект работать с прежними или близкими к прежним скоростям.

Конструкции регуляторов и схемы регулирования разнообразны. Например, в практике применяются так называемые центробежные регуляторы, плоские и пространственные, в которых используется центробежная сила инерции. Имеются также инерционные регуляторы, использующие тангенциальные силы инерции. Применяются регуляторы электрического типа и др.

Хотя конструкции механизмов регуляторов и схемы регулирования различные, но в большинстве случаев автоматическое регулирование выполняется по схеме замкнутого контура. Принципиальная схема автоматического регулирования по замкнутому контуру представлена на рисунке 13.4.

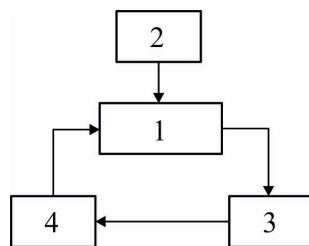


Рисунок 13.4 – Принципиальная схема системы регулирования:

1 – регулируемый объект; 2 – источник возмущений;

3 – чувствительный элемент; 4 – регулирующий орган

Регулируемый объект *1* находится под внешним воздействием источника возмущения *2*. В результате этого воздействия происходит отклонение регулируемого параметра от заданного. Эти изменения воспринимаются

чувствительным элементом 3, который передает необходимую информацию регулируемому органу 4, восстанавливающему заданный параметр у регулируемого объекта: 1 – 3 – 4 – 1 (обратная связь).

Регулируемый объект 1 находится под внешним воздействием на чувствительный элемент 3, который в свою очередь действует на регулируемый объект 1.

На рисунке 13.4 дана простейшая схема системы автоматического регулирования. Обычно в состав системы автоматического регулирования входят различные дополнительные устройства, обеспечивающие надежность действия этой системы.

В машинном агрегате регулируемым объектом обычно бывает двигатель, а источником возмущения является рабочая машина, приводимая в движение двигателем. Чувствительный элемент может быть механическим устройством, чаще всего механизмом регулятора центробежного типа, или электрическим типа тахогенератора, представляющего собой электрический генератор, развивающий напряжение, пропорциональное угловой скорости. Этим напряжением можно пользоваться для воздействия на регулирующий орган. Регулирующие органы могут быть различными в зависимости от технологического назначения машины.

Рассмотрим некоторые схемы автоматического регулирования угловой скорости звена приведения машинного агрегата. На рисунке 13.5 показан машинный агрегат, состоящий из рабочей машины 2 и теплового двигателя 1. Чувствительным элементом является центробежный регулятор 3. Регулятор состоит из двух тяжелых шаров K , сидящих на звеньях AC и BD . Эти звенья входят во вращательные пары C и D со звеньями CE и DF , которые в свою очередь входят во вращательные пары E и F с муфтой N , имеющей возможность свободно скользить вдоль направляющей $z-z$. Звенья AC и BD связаны пружиной L , стремящейся сблизить шары. Регулятор приводится в движение от звена приведения двигателя посредством промежуточного механизма, например парой конических колес H и G . при вращении звена приведения двигателя с угловой скоростью ω_1 регулятор вращается с угловой скоростью

$$\omega_p = \omega_1 \frac{1}{i_{1p}},$$

где i_{1p} – передаточное отношение от звена приведения к регулятору.

При различных угловых скоростях ω_1 звена приведения муфта N занимает различные положения. С муфтой N соединен рычажный механизм,

увеличивающий или уменьшающий подачу движущей энергии (например, пара или газа) в двигатель. Этот механизм состоит из звеньев OR и RT и заслонки 4. Палец M , принадлежащий звену OR , скользит в направляющих, принадлежащих муфте N .

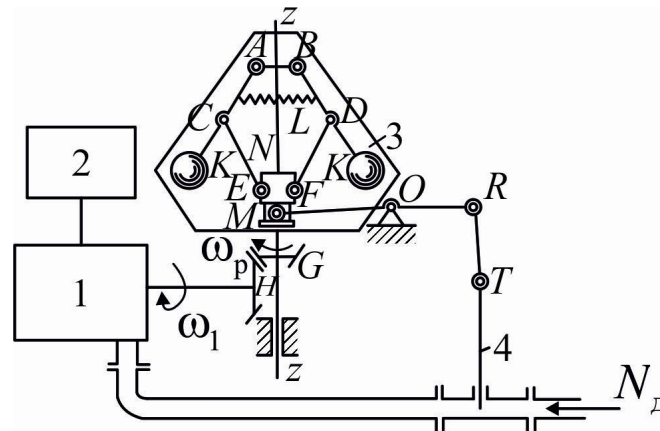


Рисунок 13.5 – Схема прямого регулирования машинного агрегата:

1 – двигатель; 2 – рабочая машина; 3 – регулятор; 4 – заслонка паропровода

Предположим, что в результате уменьшения сил полезных сопротивлений в рабочей машине 2 угловая скорость ω_1 регулятора увеличилась. Тогда шары K под действием центробежных сил будут удаляться от оси вращения $z-z$, и муфта N будет перемещаться вверх. При этом звено RT будет действовать на заслонку 4 , которая, опускаясь вниз, уменьшит сечение канала, по которому поступает в двигатель 1 рабочее вещество (пар, газ и т. д.). Тогда движущие силы уменьшаться, угловая скорость ω_p также уменьшится, муфта N начнет перемещаться вниз и, следовательно, заслонка 4 будет перемещаться вверх, увеличивая сечение канала. После увеличения подачи движущей энергии процесс может снова повторяться и т. д. Таким образом, работа регулятора представляет собой некоторый колебательный процесс. Регулятор отзывается автоматически на изменение величины угловой скорости звена привода двигателя и обеспечивает подачу необходимой энергии для передвижения регулирующего органа.

Следует отметить, что описанный способ регулирования обладает тем недостатком, что после сброса нагрузки угловая скорость оказывается несколько выше той, с которой двигатель вращался до сброса нагрузки, хотя движение машинного агрегата вновь получается установившимся, но скорости этого движения уже иные и несколько больше, чем в начале процесса регулирования. Чтобы избежать указанного изменения скорости, в технике применяются более сложные схемы регулирования.

Описанная схема регулирования называется системой прямого регулирования, так как в ней регулятор непосредственно соединен с механизмом, увеличивающим или уменьшающим подачу движущей энергии.

В рассмотренном примере перемещения заслонки 4 производится за счет центробежных сил шаров регулятора. В некоторых случаях этих сил может оказаться недостаточно для перемещения заслонки, тогда необходимо включить в схему регулирования вспомогательный источник энергии, называемый сервомотором. Такие системы называются системами непрямого регулирования. На рисунке 13.6 показана схема непрямого регулирования. Эта система имеет те же основные элементы, что и в принципиальной схеме автоматического регулирования (рис. 13.4), но при перемещении регулирующего органа 4 (заслонки) происходит посредством гидравлических сервомоторов. Пусть, например, угловая скорость ω_1 звена привода машинного агрегата увеличилась. Тогда муфта N начнет подниматься и через систему рычагов поднимется масло под постоянным давлением. При равновесном режиме маслопроводы 10 и 11 перекрыты золотником 5. При подъеме золотника 5 масло по трубопроводам 8 и 6 начнет поступать в нижнюю полость цилиндра 12 сервомотора, поршень 13 переместится вверх и системой рычагов опустит заслонку 4, уменьшая доступ движущей энергии N_d . При движении поршня 13 вверх масло, находящееся в верхней полости цилиндра 12, по трубопроводу 10 и маслопроводу 9 вытесняется в приемник масла. После муфта N начнет опускаться вниз, золотник 5 перекроет трубопроводы 6 и 10, и доступ масла в цилиндр 12 сервомотора прекратится. После возвращения золотника 5 в исходное положение процесс регулирования должен закончиться. Рассмотренная система регулирования обеспечивает поддержание постоянной установившейся угловой скорости звена привода и носит название астатической системы регулирования.

Чтобы регулятор во всех случаях регулирования выключал сервомотор, рассмотренная система регулирования снабжается дополнительным звеном 14, входящим во вращательные кинематические пары O и A со звеном 15 и штоком 16 поршня 13, а звено 15 входит во вращательную пару M с муфтой N . При этом точка O освобождается от закрепления со стойкой. Звено 14 и шток 16 показаны на рисунке 13.6 штриховой линией. Звенья 14, 15 и 16 образуют жесткую обратную связь. Поэтому такая система регулирования получила название системы непрямого регулирования с жесткой обратной связью. Недостатком этой системы является то, что после окончания процесса регулирования муфта займет положение, отличное от исходного и угловая скорость звена привода будет несколько отличаться от первоначальной.

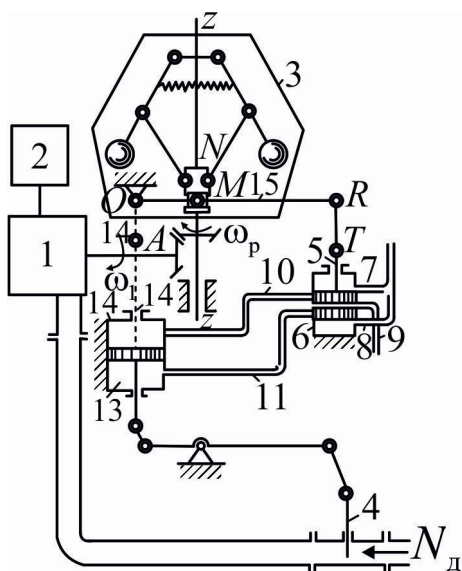


Рисунок 13.6 – Схема непрямого регулирования машинного агрегата:

- 1 – двигатель; 2 – рабочая машина; 3 – чувствительный элемент;
 4 – заслонка; 5 – золотник; 6, 7, 8, 9, 10, 11 – маслопроводы;
 12 – цилиндр сервомотора; 13 – поршень сервомотора;
 14 – дополнительное звено; 15 – рычаг; 16 – шток поршня 13

Чтобы избежать неравномерности процесса регулирования в системах с обратной связью между штоком 16 и звеном 14 (рис. 13.7) устанавливается масляный тормоз, состоящий из цилиндра 17, жестко связанного со штоком 16, и поршня 18, входящего во вращательную кинематическую пару со звеном 14.

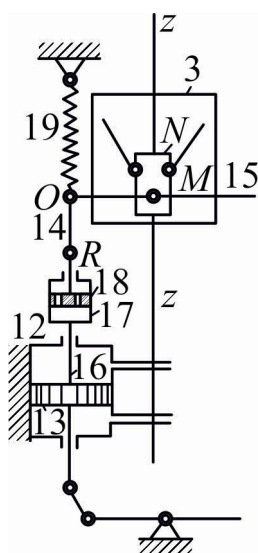


Рисунок 13.7 – К системе непрямого регулирования:

- 12 – цилиндр сервомотора; 13 – поршень сервомотора;
 14 – дополнительное звено; 15 – рычаг; 16 – шток поршня;
 17 – цилиндр катаракта; 18 – поршень катаракта; 19 – пружина

Поршень 18 имеет отверстия, через которые масло может перетекать из верхней полости в нижнюю и наоборот. Как показывает опыт, сопротивление при перетекании масла пропорционально скорости перемещения поршня 18 в цилиндре 17, такая система регулирования получила название изодромной системы регулирования, а масляный тормоз, состоящий из поршня 18 и цилиндра 17, называется катарактом. Изодромная система регулирования является астатической и поддерживает постоянную установившуюся угловую скорость звена привода. Специальная пружина 19 снабжена устройствами, позволяющими изменять натяжку пружины и тем самым производить настройку системы регулирования на требуемый режим.

14 МОЩНОСТЬ ПРИВОДА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

14.1 Работоспособность машины и эффективность использования энергии

Количество энергии, необходимой для приведения в действие машины и реализации производственных процессов, определяется в результате расчета сил взаимодействия звеньев машины и, в конечном счете, приведенной силы как функции обобщенных координат за один цикл действия машины при установившемся движении. Мощность определяет эффективность расхода энергии. Пусть входное звено совершает вращательное движение, и приведенный момент сил, приложенный к входному звену, равен $M(\varphi)$, где φ – обобщенная координата. При этом работа движущих сил за один цикл действия машины равна

$$A = \int_0^{2\pi} M(\varphi) d\varphi. \quad (14.1)$$

Если цикл работы машины осуществляется за два оборота входного звена, то верхний предел интеграла (14.1) удваивается и т. д. Разделив работу на продолжительность цикла T , определим мощность привода, по которой может быть выбран двигатель. Окончательный выбор типоразмера приводного двигателя следует делать с учетом пусковых нагрузок.

Работоспособность машины и эффективность использования энергии при ее действии оценивают величиной коэффициента полезного действия, а также коэффициентом потерь энергии.

Коэффициентом полезного действия (КПД) машины, механизма или другого устройства называют отношение работы $A_{\text{пс}}$ сил полезных сопротивлений за некоторый интервал времени к работе сил движущих $A_{\text{дв}}$ за тот же интервал времени

$$\eta = A_{\text{пс}} / A_{\text{дв}} = N_{\text{пс}} / N_{\text{дв}}, \quad (14.2)$$

где N – мощность. При установившемся движении машины КПД вычисляют по равенству

$$\eta = A_{\text{пс}} / (A_{\text{пс}} + A_{\text{вс}}) = N_{\text{пс}} / (N_{\text{пс}} + N_{\text{вс}}), \quad (14.3)$$

где $A_{\text{вс}}$ – работа сил вредных сопротивлений за соответствующий интервал времени.

Коэффициентом потерь (КП) энергии называют отношение работы $A_{\text{вс}}$ сил вредных сопротивлений, действующих в машине или устройстве, за некоторый интервал времени к работе движущих сил $A_{\text{дв}}$ за тот же интервал времени и обозначают

$$\psi = A_{\text{вс}} / A_{\text{дв}} = N_{\text{вс}} / N_{\text{дв}}. \quad (14.4)$$

При установившемся движении устройства КП определяют по равенству

$$\psi = A_{\text{вс}} / (A_{\text{пс}} + A_{\text{вс}}) = N_{\text{вс}} / (N_{\text{пс}} + N_{\text{вс}}). \quad (14.5)$$

КПД и КП представляют собой безразмерные величины, причем наибольший практический интерес проявляют к их значениям при установившемся движении устройства. При этом из равенств (14.3) и (14.5) следует

$$\eta + \psi = 1. \quad (14.6)$$

Машины и машинные агрегаты состоят из отдельных элементов-передач, механизмов и т. п., образующих последовательные, параллельные и смешанные цепи. Если КПД и КП каждого отдельного элемента таких цепей известны, то КПД и КП цепей могут быть определены по соответствующим коэффициентам отдельных элементов.

14.2 Последовательные соединения элементов или машин

Пусть цепь состоит из n элементов или машин, КПД каждого или каждой из которых известны. Определим общий КПД такой цепи. Обозначим $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД соответствующих элементов цепи, $A_{1\text{пс}}, A_{2\text{пс}}, \dots, A_{n\text{пс}}$ – работа сил полезных сопротивлений соответствующих элементов цепи; $A_{1\text{дв}}, A_{2\text{дв}}, \dots, A_{n\text{дв}}$ – работа сил движущих соответствующих элементов цепи. При последовательном соединении элементов или машин работа сил полезных сопротивлений предыдущего элемента представляет работу сил движущих последующего элемента, а поэтому верны равенства:

$$\eta = A_{1\text{пс}} / A_{1\text{дв}}; \eta = A_{2\text{пс}} / A_{2\text{дв}} = A_{2\text{пс}} / A_{1\text{пс}}, \dots, \eta = A_{n\text{пс}} / A_{n\text{дв}} = A_{n\text{пс}} / A_{(n-1)\text{дв}}. \quad (14.7)$$

Общий КПД последовательной цепи элементов или машин определяется как отношение работ сил полезных сопротивлений последнего n -го элемента к работе движущих сил, реализуемой на входе в первый элемент:

$$\eta = A_{n\text{пс}} / A_{1\text{дв}}. \quad (14.8)$$

Нетрудно обнаружить, что правая часть равенства (14.8) может быть получена как произведение правых частей равенств (14.7), а, следовательно,

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \quad (14.9)$$

или КПД последовательной цепи элементов или машин равен произведению КПД отдельных элементов цепи. В соответствии с равенством (14.5) коэффициент потерь каждого элемента цепи определяется равенствами

$$\eta = 1 - \psi; \quad \eta_1 = 1 - \psi_1; \quad \eta_2 = 1 - \psi_2, \dots, \quad \eta_n = 1 - \psi_n. \quad (14.10)$$

Подставляя значения (14.10) в (14.9), раскрывая скобки, пренебрегая произведениями КП по два, три и т. д., имея в виду, что числовые значения КП близки к нулю, получим приближенное равенство

$$\psi \approx \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_n. \quad (14.11)$$

Из равенства (14.11) следует, что коэффициент потерь последовательной цепи элементов или машин приблизительно равен сумме коэффициентов потерь отдельных элементов цепи.

14.3 Параллельное соединение элементов и машин

Пусть n элементов или машин соединены параллельно, и суммарная работа движущих сил $A_{\text{дв}}$ распределяется между n элементами произвольно. Такое распределение энергии имеет место в групповом трансмиссионном приводе станков, веретен прядильных машин и т. п. Введем обозначения: $A_{1\text{дв}}, A_{2\text{дв}}, \dots, A_{n\text{дв}}$ – работа движущих сил на входе в каждый из параллельных элементов; $A_{1\text{пс}}, A_{2\text{пс}}, \dots, A_{n\text{пс}}$ – работа сил полезных сопротивлений на выходе из этих элементов; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД соответствующих элементов. Суммарная работа сил полезных сопротивлений

$$A_{\text{пс}} = \sum_{i=1}^n A_{i\text{пс}}. \quad (14.12)$$

Суммарная работа движущих сил

$$A_{\text{дв}} = \sum_{i=1}^n A_{i\text{дв}}. \quad (14.13)$$

Для каждого элемента верны равенства вида (14.2):

$$\eta_i = A_{\text{ис}} / A_{\text{дв}}, i = 1, 2, \dots, n \quad (14.14)$$

и для всей совокупности элементов

$$\eta = A_{\text{ис}} / A_{\text{дв}}. \quad (14.15)$$

Подставляя в (14.15) значения (14.12) и (14.13), а затем определенные из (14.14) величины $A_{\text{ис}}$ и $A_{\text{дв}}$, получим соответствующие равенства для определения общего КПД параллельного соединения элементов

$$\eta = \sum_{i=1}^n A_{\text{дв}} \eta_i / A_{\text{дв}}; \eta = A_{\text{ис}} / \sum_{i=1}^n \frac{A_{\text{ис}}}{\eta_i}. \quad (10.16)$$

С помощью первого равенства (14.16) определим коэффициент потерь параллельного соединения элементов, подставив значения $\eta_i = 1 - \psi_i$. После упрощений найдем

$$\psi = \sum_{i=1}^n A_{\text{дв}} \psi_i / A_{\text{дв}}. \quad (14.17)$$

14.4 Сложное соединение элементов или машин

В машинах применяют как последовательные, так и параллельные соединения элементов. КПД сложных цепей невозможно представить единой формулой, как при однородных соединениях. Для определения КПД сложных цепей необходимо выделить в них параллельные и последовательные цепи и к каждой из них применить выведенные выше формулы.

14.5 Приведение масс и моментов инерции, параметров упругости и диссипации энергии звеньев машин

При изучении динамических процессов в машинах необходим учет инерционных, упругих и диссипативных свойств материалов. Известны два способа учета этих свойств, используемых при составлении расчетных моделей. При первом способе учитывают непрерывное (континуальное) распределение перечисленных свойств. При этом в математические модели, отображающие динамические процессы, включаются дифференциальные уравнения в частных производных, теория которых составляет предмет изучения математической физики. При втором способе предполагают,

что свойства материалов отображаются дискретно, т. е. имеют точки или сечения концентрации. При этом количество свобод движения системы считают конечным. Математические модели таких систем содержат обыкновенные дифференциальные уравнения. Для составления динамических моделей, являющихся основанием для составления дифференциальных уравнений, необходимо определить приведенные параметры, отображающие свойства материалов. При предположении о дискретном распределении свойств материалов принимают следующие допущения: тела или звенья, наделенные сосредоточенной массой, лишены упругости; упругие или упругодиссипативные связи лишены массы. Приведение реальных машин и машинных агрегатов к условным расчетным схемам неизбежно дает погрешности результатов решения задач. Поэтому для повышения точности расчетов и обеспечения возможности их реализации следует стремиться к разумному ограничению количества свобод движения материальных систем при их исследовании.

При составлении расчетных моделей возникают следующие задачи: приведение сил и пар сил к точке или звену, приведение масс и моментов инерции совокупности звеньев к какой-либо точке или звену, приведение параметров упругости и диссипации энергии. Здесь рассмотрим приведение масс, параметров упругости и диссипации энергии.

14.6 Приведение масс и моментов инерции звеньев

Приведение масс и моментов инерции звеньев, движущихся с некоторой скоростью вокруг или вдоль каких-либо осей, к точкам или звеньям, движущимся с иной скоростью вокруг или вдоль других осей, основывается на равенстве кинетической энергии приводимой и приведенной систем. Решение задач динамики машин упрощается, если движение сложной системы приводится к эквивалентному движению звена простейшего вида – поступательному или вращательному. Пусть необходимо привести массы m_i и моменты инерции I_i n звеньев, центры масс которых перемещаются со скоростями v_i и скорости вращения звеньев равны ω_i , к поступательно движущемуся со скоростью v_n звену, приведенную массу которого обозначим m_n . Приравниваем величины кинетической энергии приводимой системы n звеньев и звена приведения:

$$E = \sum_{i=1}^n (m_i v_i^2 + I_i \omega_i^2) / 2 = m_n v_n^2 / 2. \quad (14.18)$$

Из уравнения (14.18) находим приведенную массу

$$m_{\pi} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{v_{\pi}} \right)^2 + I_i \left(\frac{\omega_i}{v_{\pi}} \right)^2 \right] \quad (14.19)$$

Заметим, что в число n звеньев может быть включено и звено приведения. Если движение приводимой системы заменяется эквивалентным вращательным движением звена приведения, то аналогично определяют приведенный момент инерции системы звеньев, для чего в равенстве (14.19) достаточно заменить знаменатель v_{π} величиной угловой скорости ω_{π} звена приведения:

$$I_{\pi} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega_{\pi}} \right)^2 + I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\pi}} \right)^2 \right] \quad (14.20)$$

Дроби, заключенные в круглые скобки и входящие в (14.19) и (14.20), представляют передаточные функции – постоянные в случае постоянных передаточных отношений приводимых элементов (круглые зубчатые колеса, червячные и другие передачи) и переменные при переменных скоростях движения звеньев (стержневые механизмы, некруглые зубчатые колеса и т. п.).

Заметим, что при применении уравнений Лагранжа и других общих уравнений динамики, в которых фигурирует кинетическая энергия системы, не возникает необходимость определения приведенных масс и моментов инерции. Приведение масс и моментов инерции усложняется, если необходимо учитывать деформации звеньев. При этом дифференциальные уравнения движения приводимых систем оказываются существенно нелинейными и трудно разрешимыми.

14.7 Приведение параметров упругости звеньев (связей)

Приведение параметров упругости необходимо для составления упрощенных динамических моделей машин и приведения их к одной оси. Упругость связи характеризуют параметром жесткости (жесткостью). Параметром жесткости называют, силу или момент силы, вызывающие перемещение, равное единице (длины или угла). Например, жесткость стержня при деформациях растяжения-сжатия $c = F/\Delta x$, при кручении $c = M/\Delta \varphi$ и при изгибе звеньев $c = F/f$ (рис. 14.1, а, б, в).

Указанные параметры жесткости могут быть получены из известных формул, отображающих закон Гука при различных деформациях:

– растяжении – сжатии

$$\Delta x = F(x)/(ES) \text{ и } c = F/\Delta x = ES/x; \quad (14.21)$$

– кручении

$$\Delta \varphi = Ml/(GI_p) \text{ и } c = M/\Delta \varphi = GI_p/l; \quad (14.22)$$

– изгибе консольного стержня

$$f = \frac{Fl^3}{3EI} \text{ и } c = F/f = 3EI/l^3. \quad (14.23)$$

В равенствах (14.21) – (14.23) приняты следующие обозначения:

S – площадь поперечного сечения стержня;

I – осевой момент инерции поперечного сечения стержня;

I_p – полярный момент инерции поперечного сечения стержня;

M – момент сил кручения стержня;

F – сила растяжения сжатия и изгиба;

E – модуль нормальной упругости материала деформируемых стержней;

G – модуль касательной упругости материала деформируемых элементов;

$\Delta \varphi$ – угол закручивания звена;

f – прогиб конца балки;

x и l – длина стержней при отсутствии деформации.

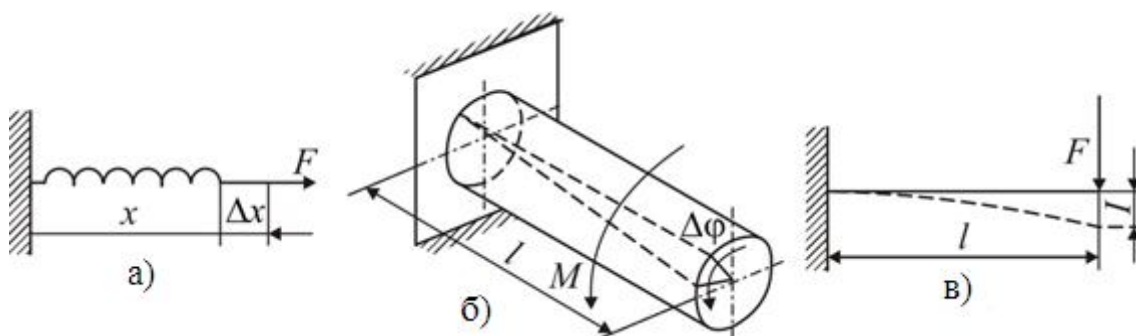


Рисунок 14.1 – Схемы к определению параметров жесткости:

а – при растяжении – сжатии; б – кручении; в – изгибе звеньев

Иногда удобнее пользоваться величиной, обратной параметру упругости

$$\lambda = 1/c, \quad (14.24)$$

называемой параметром податливости (податливостью) элемента. Приведение параметров жесткости (или податливости) совокупностей элементов основывается на равенстве величин потенциальной энергии приводимой и приведенной систем элементов. В машинах, машинных агрегатах и других устройствах применяют параллельное, последовательное и смешанное соединения упругих элементов.

Пусть, например, имеет место последовательное соединение упругих элементов при растяжении-сжатии и при кручении (рис. 14.2, а, б). В каждом из этих случаев можно составить равенства величин потенциальной энергии упругих деформаций этих систем и эквивалентных им приведенных систем с одним единственным упругим звеном (связь) соответственно:

$$U_P = (F\Delta x_1/2) + (F\Delta x_2/2) = \frac{F\Delta x}{2}; \quad U_M = (M\Delta\varphi_1/2) + (M\Delta\varphi_2/2) = \frac{M\Delta\varphi}{2}. \quad (14.25)$$

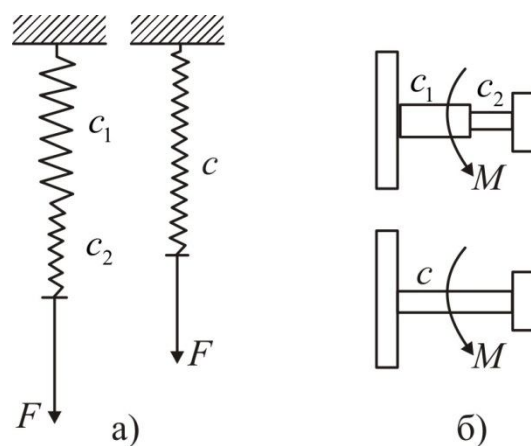


Рисунок 14.2 – Последовательное соединение упругих элементов:
а – при растяжении – сжатии; б – при кручении

Разделим равенства (14.25) соответственно на F^2 и M^2 , найдем

$$\frac{\Delta x_1}{F} + \frac{\Delta x_2}{F} = \frac{\Delta x}{F}; \quad \frac{\Delta\varphi_1}{M} + \frac{\Delta\varphi_2}{M} = \frac{\Delta\varphi}{M}. \quad (14.26)$$

В соответствии с определением параметра жесткости и податливости перепишем равенства (14.25) в виде

$$\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} = \frac{1}{c}. \quad (14.27)$$

Обобщая на случай n приводимых последовательно соединенных упругих элементов, получим общую формулу для равенства (14.27):

$$\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}. \quad (14.28)$$

При приведении параллельно соединенных упругих звеньев (связей), подверженных, например, деформациям растяжения-сжатия или кручения (рис. 14.3, а, б), как и при последовательном соединении, должно быть соблюдено условие равенства потенциальной энергии деформации приводимых и приведенных звеньев:

$$U_F = (F_1 + F_2) \frac{\Delta x}{2} = \frac{F \Delta x}{2}; \quad U_M = (M_1 + M_2) \frac{\Delta \varphi}{2} = \frac{M \Delta \varphi}{2}, \quad (14.29)$$

где учтено, что деформации всех приводимых звеньев одинаковы.

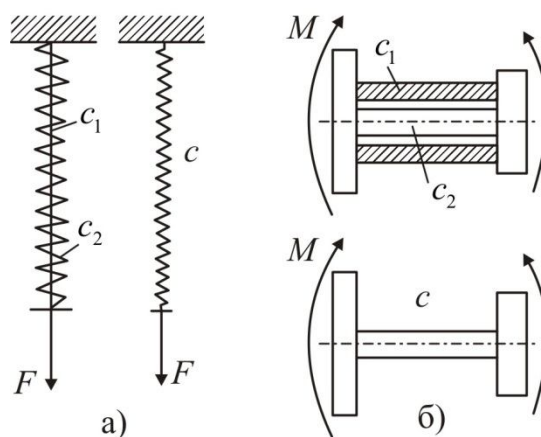


Рисунок 14.3 – Параллельное соединение упругих элементов:

а – при растяжении – сжатии; б – при кручении

Сокращая равенства (14.29) на соответствующие значения деформаций Δx , $\Delta \varphi$ и заменив нагрузки их величинами, выраженными через параметры жесткости $F_1 = c_1 \Delta x$, $F_2 = c_2 \Delta x$, $F = c \Delta x$, $T_1 = c_1 \Delta \varphi$, $T_2 = c_2 \Delta \varphi$, $T = c \Delta \varphi$, после сокращений приходим к равенству

$$c_1 + c_2 = c, \quad (14.30)$$

из которых следует, что при параллельном соединении упругих элементов параметр жесткости приведенной системы равен сумме параметров жесткости приводимых элементов.

Обобщая на случай параллельного соединения n упругих связей, найдем приведенный параметр жесткости

$$c = \sum_{i=1}^n c_i. \quad (14.31)$$

Равенства (14.28) и (14.31) дают возможность сделать вывод, что при последовательном соединении упругих связей преобладающее влияние на жесткость приведенной системы оказывают наиболее податливые элементы приводимой системы, при параллельном – наиболее жесткие.

При смешанном соединении упругих связей общее решение задачи о приведении параметров упругости недостижимо, вследствие чего к параллельным цепям следует применять формулу (14.31), а к последовательным – формулу (14.28).

Если приводимая упругая связь движется со скоростью v , звено приведения – со скоростью v_{Π} , то эквивалентный параметру упругости c приведенный параметр получает значение

$$c_{\Pi} = cv^2/v_{\Pi}^2 = cu, \quad (14.32)$$

где $u = v/v_{\Pi}$ – передаточная функция.

Аналогичное равенство имеет место при вращательных движениях приводимого и приведенного звеньев.

14.8 Приведение параметров диссипации энергии звеньев

Причины рассеяния энергии разнообразны. Рассеяние энергии, как правило, является результатом действия сил вредных сопротивлений: трение звеньев по поверхностям их сопряжения, сопротивление воздушной и жидкостных сред движению звеньев или машин (автомобили, самолеты, локомотивы и т. п.), внутреннее трение частиц материалов и др.

Сопротивление воздушной среды поступательному движению объектов

$$W_{\text{в}} = c\rho S v^n,$$

где c – коэффициент сопротивления среды;

$$\rho = 0,125 \frac{p_{\text{в}}}{760} \times \frac{288}{273 + t} \text{ – плотность воздуха;}$$

S – площадь миделевого сечения движущегося объекта (площадь проекции объекта на плоскость, перпендикулярную вектору скорости v движения объекта);

v – модуль вектора скорости движения объекта;

$p_{\text{в}}$ – давление атмосферы;

t – температура воздуха, °С. При нормальных условиях $p_b = 0,125$ кгс²/м. Показатель степени n для величин скорости $v \in [1, 300]$ м/с принимают равным 2.

Энергию, рассеиваемую в сплошной вязкой среде вследствие внутреннего трения, вычисляют по равенству

$$\Pi = \frac{\rho}{2} \int_V v^2 dV,$$

где ρ – плотность среды;

v – вектор скорости движения частицы среды, являющейся функцией координат точки пространства;

V – объем части среды.

Приведение параметров диссипации энергии основывается на равенстве величин потенциальной энергии деформации. Для этой цели достаточно в равенства (14.25) ввести в слагаемые в качестве множителей параметры рассеяния энергии f_1 , f_2 и f , после чего определить приведенное значение параметра рассеяния энергии:

$$\frac{f_1 F \Delta x_1}{2} + \frac{f_2 F \Delta x_2}{2} = \frac{f F \Delta x}{2}, \quad \frac{f_1 M \varphi_1}{2} + \frac{f_2 M \varphi_2}{2} = \frac{f M \varphi}{2}. \quad (14.33)$$

Разделив первое равенство (4.33) на F^2 , а второе – на M^2 , приходим к равенству

$$\frac{f_1}{c_1} + \frac{f_2}{c_2} = \frac{f}{c}, \quad (14.34)$$

из которого найдем приведенный параметр f диссипации энергии для последовательно соединенных элементов. Обобщая на n последовательно соединенных элементов материальной системы, получим эквивалентный приведенный параметр рассеяния

$$f = c \sum_{i=1}^n f_i / c_i.$$

Аналогично устанавливается формула для определения приведенных параметров диссипации энергии n параллельно соединенных элементов

$$f = c^{-1} \sum_{i=1}^n c_i f_i.$$

Если приводимая и приведенная материальные системы движутся с различными скоростями, то приведенный параметр диссипации энергии определяется по равенству

$$f = f_i \frac{c_i}{c_{\Pi}} u^2,$$

в котором передаточное число принимает различные значения в зависимости от сочетания различных видов движения:

$$u = \frac{v_i}{v_{\Pi}}; u = \frac{v_i}{\omega_{\Pi}}; u = \frac{\omega_i}{\omega_{\Pi}}.$$

Описанные выше способы определения приведенных параметров инерции, жесткости и диссипации энергии дают возможность составить расчетные модели динамических процессов, происходящих в машинах.

15 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН-АВТОМАТОВ. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ

15.1 Системы управления машин-автоматов

Для управления движением рабочих органов машин-автоматов применяют следующие устройства: копиры, следящие приводы, числовые программные устройства, самонастраивающиеся системы. Системы управления машинами-автоматами реализуют определенные заранее разработанные программы с помощью различных устройств – механических, электрических, гидравлических, пневматических, электронных и комбинированных, используя при этом управление по параметру перемещения рабочих органов машин-автоматов или по параметру времени.

15.2 Системы управления по перемещениям. Управление от копиров

Управление движением подачи рабочего органа машины-автомата, действие которого отличается циклическим повторением однотипных операций простой структуры, может быть достигнуто применением простейшего копировального устройства. Так, например, управление движением режущих инструментов – резцов, фрез, шлифовальных кругов – может быть обеспечено устройством, схема которого приведена на рисунке 15.1. Движение подачи резца 1, с помощью которого обрабатывается поверхность изделия 2 при его вращении, обеспечивается «слежением» профиля копира 3 роликовым щупом 4, жестко связанным с кареткой 5 станка-автомата, несущей резец 1. Каретка 5 перемещается по направляющим 6. Недостатком механических копировальных устройств является быстрое изнашивание поверхности копира и щупа вследствие действия на них значительных нагрузок, что сужает область их применения.

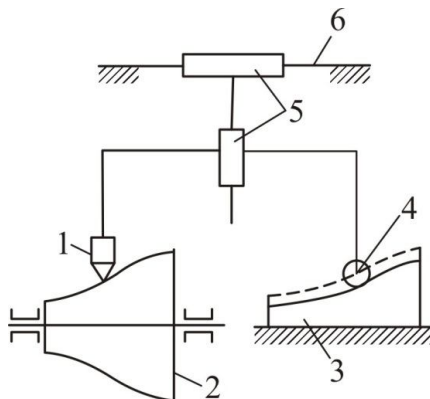


Рисунок 15.1 – Схема копировального устройства управления станком-автоматом

15.3 Следящий привод

Управление движением рабочих органов машин-автоматов по параметру перемещения достигается «следящим» приводом. На рисунке 15.2 приведена принципиальная схема такого устройства для управления движением подачи фрезы 3, обрабатывающей криволинейную поверхность изделия 1, при помощи гидроцилиндра 2. Последний жестко связан со столом 4, получающим принудительное движение подачи 5 вдоль направляющей 5, по которой перемещается ползун, соединенный со штоком 6 поршня 7. Требуемое положение стола, а, следовательно, и фрезы относительно изделия 1 достигается с помощью копира 8, щупа-золотника 9 с роликом. При движении стола золотник 9 перемещается в направлении продольной оси штока-щупа и сообщает гидроцилиндр с насосной системой, нагнетающей жидкость в соответствующую полость гидроцилиндра. Таким образом, происходит установка стола 4, несущего фрезерную головку на требуемом расстоянии от направляющей для повторения на обрабатываемом изделии профиля копира.

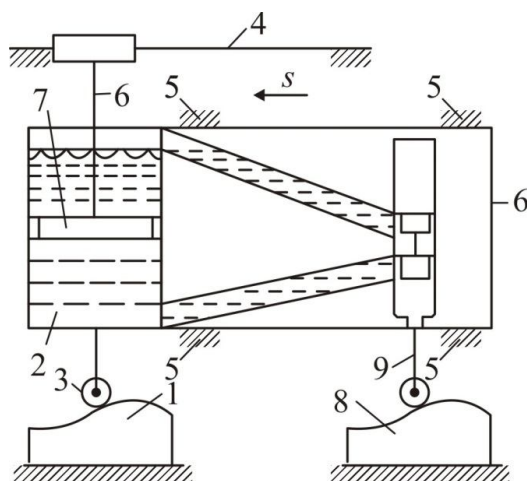


Рисунок 15.2 – Схема следящего привода

Гидроцилиндр описанной системы следящего привода называют исполнительной частью, а гидрозолотник – управляющей или задающей частью устройства. Недостатком этого способа управления машинами-автоматами является некоторое запаздывание движения инструмента относительно движения щупа, а также возможные колебания стола. Их уменьшение достигается рациональным конструированием устройства при обеспечении необходимой точности обработки поверхности изделия. Преимущество гидрокопировального устройства управления по сравнению с механическими копировальными устройствами состоит в разгрузке копировального устройства, а, следовательно, большей долговечности и точности действия.

15.4 Числовое программное управление

Копировальные устройства имеют общий недостаток – необходимость изготовления новых копиров при переходе на обработку новых видов изделий. Управление машинами-автоматами по перемещению с помощью числового программного управления переналаживается значительно проще путем сообщения перемещений исполнительным органам с помощью информационных чисел или числа шагов шаговых двигателей, которые при этом виде управления применяются для перемещения рабочих органов. Пусть, например, единичное перемещение или шаг составляет величину Δs , а требуемое суммарное перемещение равно 5. В таком случае информационное число равно целой части дроби $z = s/\Delta s$ или целому числу шагов. Реализация программы осуществляется по блок-схеме, приведенной на рисунке 15.3, с помощью которой обычно задаются подачи смещения. Обрабатываемая деталь получает главное движение (рабочее движение) от специального привода.



Рисунок 15.3 – Блок-схема программного управления

15.5 Системы управления по параметру времени

В машинах-автоматах часто реализуется много технологических и вспомогательных операций, причем последовательность их удобнее планировать во времени. Поскольку машины-автоматы действуют циклично, за промежуток времени удобно принимать длительность T цикла. При этом составляют так называемую циклограмму, на которой наглядно, в зависимости от параметра времени или соответствующего угла поворота равномерно вращающегося входного звена механизма, представляют последовательность операций, отображают рабочие и холостые ходы и паузы в движении исполнительных звеньев, а также совмещение операций. Различают циклограммы прямоугольные, линейные и угловые. Наиболее просто строятся прямоугольные циклограммы, на которых в горизонтальном направлении выбирается шкала параметра времени или угла поворота входного звена, а по вертикали обозначаются рабочие звенья или механизмы.

В качестве примера на рисунке 15.4 приведена прямоугольная циклограмма одноударного автомата для высадки головок болтов.

Круговые циклограммы строятся аналогично, но в случае применения угловой меры интервалов движения механизмов или рабочих органов пригодны при длительности цикла, не превышающей 2π радиан. Зоны действия механизмов на круговых циклограммах отображаются концентрическими круговыми кольцами. Линейные циклограммы аналогичны прямоугольным, но состояние рабочих органов или механизмов на ней отображается ломаными линиями.

15.6 Кулачковый распределительный вал

Обеспечение последовательности рабочих операций, отображаемых циклограммами, наиболее просто достигается кулачковым распределительным валом, на котором устанавливаются кулачки, управляющие по времени движением отдельных механизмов или рабочих органов. Профили кулачков проектируются и монтируются на валу с учетом требований, касающихся плавности действия механизмов, допустимого совмещения их отдельных движений и др.

Высадочный ползун	Ход вперед	Вталкивание	Высадка	Обратный ход									
Механизм ножа	Выстой	Ход назад	Выстой			Ход вперед							
Механизм подачи прутка	Выстой		Подача			Выстой							
Механизм выталкивателей	Выстой			Выталкивание		Выстой							
	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360

Рисунок 15.4 – Прямоугольная циклограмма автомата для высадки головок болтов

15.7 Кулачковый командоаппарат

Кулачковые командоаппараты принципиально не отличаются от кулачковых распределительных валов, однако в отличие от них отдельные или все кулачки распределительного Вала могут быть использованы для воздействия на переключатели, с помощью которых вводятся в действие

сервоприводы отдельных рабочих органов или механизмов. Система командоаппаратов применяется тогда, когда приведение в действие рабочих органов или механизмов машин-автоматов непосредственно от кулачков распределительного вала сопряжено с возникновением значительных усилий, изнашиванием деталей и др.

Рассмотренные способы управления характерны для простейших манипуляторов – промышленных роботов или так называемых роботов первого поколения. Их особенностью является действие по наперед заданной программе, изменить которую может лишь человек-оператор путем вмешательства извне в настройку следящих приводов или командоаппаратов.

Робототехнические системы второго поколения отличаются от роботов первого поколения наличием автоматически управляемой системы, состоящей из комплекта датчиков обратной связи, которые устанавливаются в сочленениях звеньев, а также на деталях схватов, и, регистрируя силы взаимодействия, дают возможность имитировать функции органов осязания, а также в соответствии с заранее разработанными программами и алгоритмами для ЭВМ, которой снабжается робот, обеспечивать приспособляемость робота к внешней обстановке и коррекцию движений «руки» с помощью этой ЭВМ.

Наконец, в отличие от роботов второго поколения роботы третьего поколения имеют еще более сложную систему датчиков и систему управления, которые состоят из устройств:

- а) заменяющих органы осязания (как и в роботах второго поколения);
- б) дальномерных для измерения расстояний до объектов;
- в) для получения визуальной информации в виде телевизионных камер со специальными «фильтрами» информации для отбора объектов лишь с теми свойствами, которые представляют интерес в связи с конкретными целями применения робота;
- г) ориентации в виде специальных навигационных систем, регистрирующих положение робота относительно некоторых фиксированных точки и направления, выбранных, например, на полу помещения, в котором эксплуатируется робот. Разумеется, что в роботах третьего поколения переработка всей получаемой от датчиков информации и выдача команд управления осуществляются с помощью ЭВМ.

15.8 Элементы теории надежности

Под надежностью понимают свойство изделия (детали, узла, машины) выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение заданного промежутка времени или требуемой

наработки. Обеспечение надежности является общей проблемой для всех отраслей промышленности и зависит от всех этапов создания и эксплуатации изделий.

15.9 Составляющие надежности

Надежность, являясь сложным свойством, обуславливается или складывается из сочетаний свойств: безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости. В зависимости от вида изделия надежность может определяться частью или всеми перечисленными свойствами. Например, надежность колеса зубчатой передачи или болта резьбового соединения определяется их долговечностью, а ткацкого станка или транспортного автомобиля – долговечностью, безотказностью и ремонтпригодностью.

Отказом называют нарушение работоспособности изделия. Отказы следует отличать от неисправных состояний, при которых изделие не соответствует хотя бы одному из требований технических условий, но сохраняет свою работоспособность.

Безотказностью называют свойство изделия непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Долговечностью называют свойство изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Долговечности характеризуется ресурсами. Техническим ресурсом называют наработку изделия от начала эксплуатации или ее возобновления после ремонта определенного вида (среднего или капитального) до наступления предельного состояния. Назначенным (общетехническим) ресурсом называют суммарную наработку изделия, при достижении которой применение по назначению должно быть прекращено (независимо от состояния изделия). Прекращение эксплуатации связано в этом случае с требованиями безопасности (возможностью наступления катастрофического отказа) или экономической целесообразностью. В пределах назначенного ресурса предусматривают один или несколько ремонтов.

Ремонтпригодностью называют приспособленность изделия к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонта (например, возможность замены детали в эксплуатации).

Сохраняемость – свойство изделия сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения и (или) транспортирования.

15.10 Машина-автомат, робот, автооператор и манипулятор, их определение и классификация

Современное промышленное производство отличается высокой автоматизацией технологических процессов и процессов управления. Повышение производительности труда и качества продукции существенно зависит от автоматизации производства. Наряду с этим все более расширяются сферы, участие в которых человека является опасным для его здоровья или невозможным по разным причинам. К ним относятся процессы, связанные с производством атомной энергии, с исследованием космического пространства, мирового океана, производство химически активных веществ. Поэтому понятно стремление человека в наибольшей мере использовать машины-автоматы, роботы и манипуляторы.

Машиной-автоматом называют машину, движение элементов и рабочий процесс в которой (преобразования энергии, положения, формы или размеров обрабатываемых изделий и материалов, информации) выполняются без непосредственного участия человека. Автоматической линией называют совокупность целесообразно взаимосвязанных и автоматически управляемых технологических и транспортных машин-автоматов, предназначенных для реализации определенного технологического процесса. За человеком сохраняется роль наладчика, регулировщика и контрольные функции. В процессе настройки автоматических линий реализуется программа ее действия. Программой называют совокупность предписаний, определяющих последовательность, ритм, количество и качество выполнения технологических операций. Осуществление требуемой программы действия автоматической линии достигается с помощью системы управления линией, предназначенной для реализации согласованных по месту и времени действий всех входящих в линию исполнительных органов машин-автоматов. Здесь под исполнительным органом машин понимается любое их звено, предназначенное непосредственно для изменения или контроля формы, размеров и свойств обрабатываемого материала или предмета. Исполнительные органы машин, как правило, представлены их выходными звеньями или их частями и получают необходимые перемещения непосредственно от двигателей либо посредством промежуточных или передаточных звеньев.

Движение исполнительных органов зависит от формы и размеров обрабатываемых предметов, свойств их материалов, конфигурации машин и окружающего пространства, которые могут изменяться при реализации того или иного технологического процесса в конкретной обстановке. Поэтому в автоматизированном производстве часто возникает необходимость

реализации разнообразных сложных движений, подобных движениям руки человека, направляемой его мыслью. Эти движения могут быть осуществлены специальными устройствами, получившими наименование манипуляторов, промышленных роботов, автооператоров, которые в дальнейшем будем называть обобщенно роботосистемами.

Манипулятором (от латинского *manus* – рука) называют устройство, автоматически воспроизводящее требуемые движения в пространстве или плоскости, заменяющее двигательные функции руки человека.

Автооператором называют устройство, представляющее собой манипулятор, автоматически действующий по наперед заданной программе выполнения технологических или транспортных операций. В качестве программносителей для автооператоров применяют перфоленты, магнитные ленты и диски, а также кулачки, кулачковые валы и т. п.

Промышленными роботами называют автономно действующие машины-автоматы, предназначенные для воспроизведения некоторых двигательных и умственных функций человека при выполнении всевозможных производственных операций и управляемые с помощью автоматически изменяемых программ, составленных с учетом возможных вариантов функционирования. Промышленные роботы имеют следующие составные части: рабочие исполнительные органы с захватными устройствами, приводные устройства и механизмы для осуществления перемещений исполнительных органов робота в целом, система управления и система датчиков для сбора необходимой информации. Создание и применение промышленных роботов в современном производстве, насыщенном машинами-автоматами различного технологического назначения, создает предпосылки для организации так называемого гибкого (т. е. быстро перенастраиваемого) на изготовление новой продукции или реализации новых технологических процессов) производства – цехов-автоматов и заводов-автоматов, в которых все технологические и транспортные операции возложены на машины и робототехнические системы.

Промышленные роботы разделяют на вспомогательные и технологические. Вспомогательные промышленные роботы предназначены преимущественно для выполнения вспомогательных операций – загрузки и разгрузки станков. Наибольшее применение они получили на операциях штамповки и механической обработки деталей. Промышленные роботы называют технологическими, если их используют на основных технологических операциях. Это роботы, предназначенные для сварки, окраски, сборки узлов машин.

Каждый вид промышленных роботов имеет свои особенности и должен проектироваться с учетом его назначения. Например, для работ

по обслуживанию металлорежущих станков и прессов основным требованием является необходимость обеспечения точности позиционирования в пределах от 0,5 мм до 2 мм и высокое быстродействие при переходе с одной позиции на другую. Особенно необходимым является быстродействие роботов, обслуживающих прессовое оборудование на операциях штамповки. В этом случае рабочее время пресса составляет от 10 % до 20 % всего времени прохождения детали через роботизированную ячейку робот-станок и большая часть рабочего времени затрачивается на операцию перенесения детали. Примерами таких роботов являются отечественные мод. ПР-10 и «Циклон-8». При сварочных работах основным техническим требованием является необходимость обеспечения движения сварочной головки по предписанной траектории с заданными параметрами точности, скорости движения по траектории и ориентации инструмента. Точность обработки заданной траектории должна быть в пределах 0,5 мм. Роботы для окраски изделий должны обеспечивать движение по поверхности, эквидистантной данной поверхности. К таким роботам следует отнести «Универсал 15-0,5».

Промышленные роботы для сборки изделий в последнее время получают все большее применение и отличаются высокой точностью позиционирования деталей. Достижение требуемой точности позиционирования весьма затруднительно из-за погрешностей изготовления деталей, сборки узлов робота, деформаций звеньев под нагрузкой, ошибок системы управления. Сложность исключения таких ошибок ограничивает пока еще применение роботов на сборке мелких узлов. Наиболее перспективным направлением в повышении точности действия роботов является повышение чувствительности схватов на основе применения тактильных (имитирующих осязание) и силовых датчиков.

15.11 Захватные устройства промышленных роботов

Объекты, захватываемые промышленными роботами, отличаются по форме, массе, прочности и шероховатости поверхности. В связи с этим захватные устройства современных роботов весьма разнообразны как по конструкции, так и по принципу действия. Рассмотрим некоторые схемы механических схватов, предназначенных для захвата, удержания и отпуска предметов с помощью специальных механизмов. На рисунке 15.5, а показана кинематическая схема схвата промышленного робота с рычажно-кулисным приводом, в котором при относительном поступательном движении обоймы 1 по штоку 2 поводки 3 и 4 вращают рычаги 5 и 6 с губками 7 и 8 относительно точек А и В. При этом изменяется расстояние

между губками соответственно размеру захватываемого предмета. Возможные направления движения обоймы относительно штока и губок показаны стрелками.

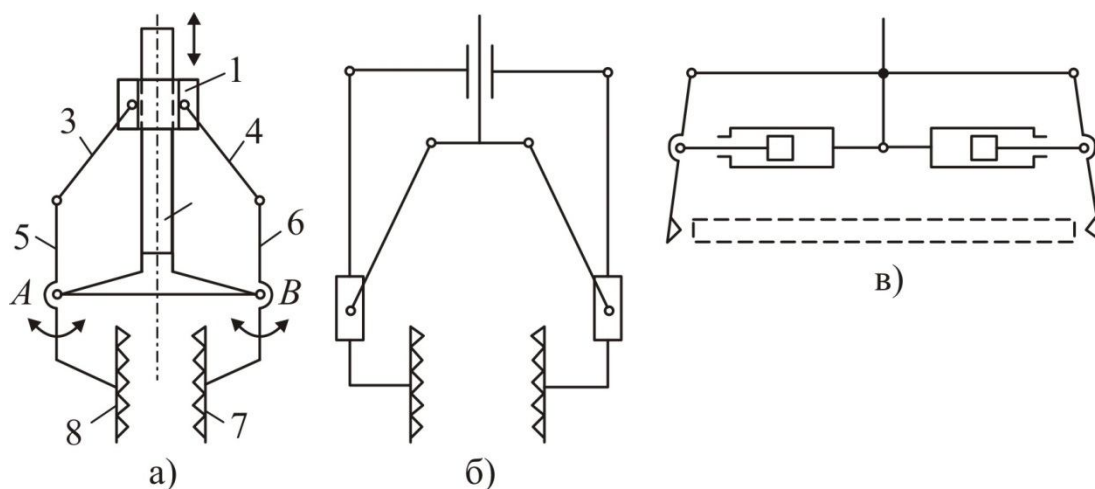


Рисунок 15.5 – Кинематические схем захватных устройств роботов

Для удержания тяжелых деталей в роботах этого типа применяются схваты с двумя поступательными кинематическими парами (рис. 15.5, б), что позволяет обеспечить значительные усилия зажима при малом ходе, а также более высокую жесткость схвата. Для переноса труб используют специализированные схваты с пневмоприводом (рис. 15.5, в). С целью устранения деформаций и перегрузок звеньев робота и захватываемых предметов применяют самоустанавливающиеся схваты. Самоустановка достигается «плавающими» губками, обладающими двумя свободами движения относительно корпуса схвата, как это сделано в отечественном универсальном манипуляторе УМ-1. Для лучшей приспособляемости губок схвата к форме детали широко применяют резиновые или подпружиненные элементы, что необходимо при захвате хрупких деталей. Часто для захвата хрупких деталей применяют надувные элементы в виде резиновых подушечек или пальцев. Схваты с пневматическим приводом отличаются широким распространением, так как обеспечивают простоту, надежность и удобство эксплуатации. Гидропривод применяется преимущественно в промышленных роботах большой грузоподъемности. Электрический привод захватных устройств находит достаточно широкое применение.

Для обеспечения чувствительности схваты оснащают световыми локационными преобразователями, зона действия которых соответствует пространству, прилегающему к захватным органам. Наряду с тактильными и фотоэлектрическими датчиками в роботах применяют ультразвуковые устройства для измерения расстояния до захватываемых предметов.

16 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

При теоретическом решении задач синтеза и анализа механизмов приходится принимать ряд допущений: звенья полагать абсолютно жесткими, шарниры без зазоров, главный вал имеющим постоянную угловую скорость и т. д. Силовые расчеты производятся большей частью без учета сил трения.

Рассмотрение таких идеализированных механизмов позволяет получить теоретически функции положения и другие зависимости параметров проектируемых или исследуемых систем. Однако расчеты идеальных схем не всегда дают результаты, достаточно близкие истинным, и конструктору приходится вносить поправки на ранее принятые допущения.

Теоретические зависимости механических параметров машин иногда существенно отличаются от действительных, протекающих в условиях выполнения производственного процесса. Например, в быстроходных машинах возможны вибрации и крутильные колебания, значительно искажающие теоретические зависимости.

В современных машинах находят применение механизмы с упругими, гидравлическими, пневматическими и другими видами связей, теоретический расчет которых требует обязательной опытной проверки. Потому наряду с развитием теоретических методов синтеза и анализа не обходимо изучение и развитие методов экспериментального исследования машин и механизмов. Экспериментальное исследование современных скоростных автоматов и комплексных систем часто дает единственную возможность получить полноценное решение задачи или определить параметры, необходимые для последующих расчетов. Анализ уравнения движения машины указывает пять основных параметров, измерение которых необходимо и достаточно для всестороннего экспериментального исследования механизмов: перемещения, скорости, ускорения, силы и крутящие моменты. Величины деформаций, напряжений, неравномерности хода, к. п. д. и вибрации определяются результатами измерений пяти указанных основных механических параметров. Определение механических параметров машин удобно производить путем преобразования их в электрические величины, регистрируемые электрическими и электронными приборами.

Электрические методы измерения позволяют применять для регистрации кратковременных процессов безынерционные датчики и устранять влияние сил трения на результаты показаний приборов. Этим методом удобно пользоваться как в лабораторных, так и в производственных условиях, регистрируя одновременно несколько процессов различных по своей природе

и протекающих в разных местах машины. В некоторых случаях экспериментального исследования машин целесообразно пользоваться также механическими измерительными устройствами, которые отличаются простотой эксплуатации и обработки результатов эксперимента. Однако при измерении быстро изменяющихся величин механические измерительные устройства дают ошибки показаний вследствие своей инерционности. Кроме того, конструкции механических измерительных устройств более громоздки и менее чувствительны, чем электрические измерительные приборы.

16.1 Регистрация перемещений звеньев

Запись линейных перемещений как функции времени можно осуществить простейшим прибором, называемым кимографом.

Кимограф состоит из легкого металлического барабана 1 с бумажной лентой (рис. 16.1), вращаемого с постоянной скоростью фрикционным приводом от электродвигателя или часового механизма 2. Барабан устанавливают так, чтобы острое самописца 3, укрепленного на исследуемом звене, касалось бумаги и перемещалось параллельно образующей цилиндра.

Посредством вариатора угловую скорость цилиндра регулируют так, чтобы полное перемещение звена (прямой и обратный ход) записывалось в пределах одного оборота барабана. При записи графика $s(t)$ электрокамертон 4 наносит на ленту кимографа отметки времени. После записи ленту снимают и разворачивают для обработки. В результате графического дифференцирования кривой $s(t)$ получают графики линейной скорости $v(t)$ и тангенциального ускорения $a(t)$.

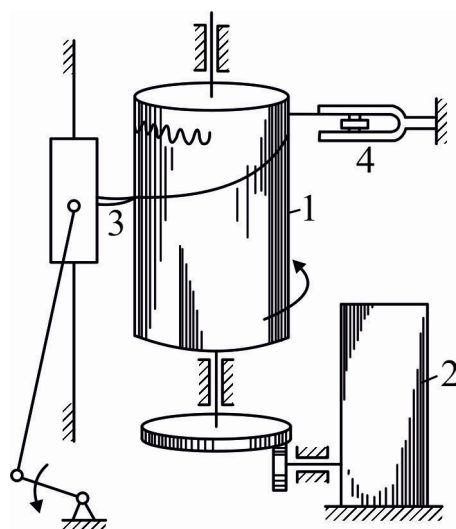


Рисунок 16.1 – Кимограф, регистрирующий перемещения и время

Применение кимографа целесообразно при малых скоростях движения порядка $0,1-1,0$ м/сек, когда требуется получить зависимость $s(t)$ в натуральном масштабе. При очень больших или очень малых перемещениях и больших скоростях следует применять электрические способы регистрации перемещений.

Электроконтактный способ позволяет произвести регистрацию линейных и угловых перемещений на движущей ленте кимографа, хронографа или шлейфового осциллографа.

При поступательном движении звена 1 (рис. 16.2) на пути его следования устанавливают два ряда контактов 2 и 3 , расположенных на интервалах Δs друг от друга. К ползуну прикрепляют контактную дугу 4 , которая при движении звена производит замыкание электрической цепи и электроотметчик 5 делает засечку на ленте 6 кимографа.

Для записи угловых перемещений на валу A исследуемого звена (рис. 16.2, б) укрепляют металлическую шайбу 1 с пластинками от изоляционного материала, врезанными на равном расстоянии друг от друга. Изолированный замыкатель – контактная пластинка 2 – закреплен на стойке. Стойку и замыкатель включают в электросеть, проходящую через обмотку электромагнита 3 и питаемую током. Острые отметчика 4 касается движущейся ленты 5 кимографа. При вращении вала A пластинка 2 периодически замыкает цепь и электроотметчик делает засечку на ленте. Интервалы между отметками соответствуют перемещению звена на некоторый угол, определяемый расстоянием между изоляционными пластинками.

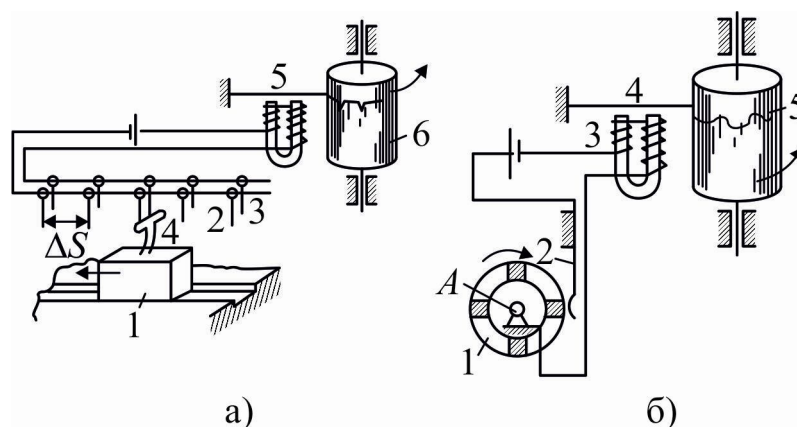


Рисунок 16.2 – Электроконтактные установки для регистрации перемещений:
а – линейных; б – угловых

Электроконтактный хронограф позволяет производить запись шести параметров: линейных и угловых перемещений, времени и др. Шесть электромагнитов с записывающими перьями укреплены на одной панели.

Лентодвижущий механизм, работающий от электромоторчика, приводит в движение бумажную ленту 1 (рис. 16.3), на которой перья 2 записывают включение и выключение тока в катушках 3 электромагнитов. Электрокамертон 4 регистрирует текущее время. Запись угловых перемещений производят вышеописанным контактным диском 5, установленным на валу машины.

Обработка записанных хронограмм сводится к составлению таблиц и графиков угловых или линейных перемещений исследуемого звена во времени. Графическое или табличное дифференцирование записанных перемещений позволяет определить скорости и ускорения.

По записям хронографа можно составить цикловую диаграмму машины с учетом динамических явлений, определить неравномерность хода машины, характеристики скоростей разбега и выбега и т. п.

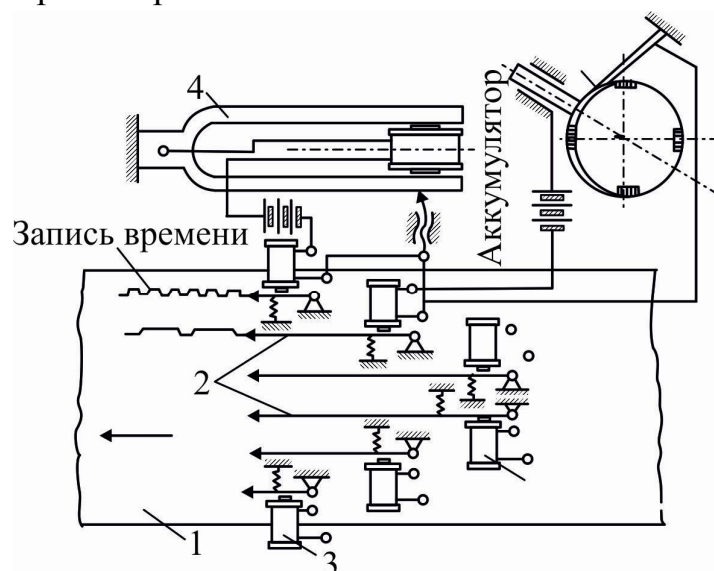


Рисунок 16.3 – Электроконтактный хронограф

Датчики перемещений преобразуют регистрируемые кинематические параметры в электрический ток, величина которого изменяется пропорционально перемещению. Таким датчиком может служить реохорд – проволока с большим удельным сопротивлением (константановая, нихромовая и др.), по которой скользит контакт, укрепленный на исследуемом звене.

Электрическая схема реохордного датчика линейных перемещений показана на рисунке 16.4. Основой датчика является измерительный мост постоянного тока. Контакт b , связанный с перемещающимся звеном B исследуемого механизма, скользит по реохорду – константановой проволоке. Реохорд подключен к двум плечам измерительного моста. При среднем положении контакта на реохорде мост уравновешен, и миллиамперметр A_0 или шлейф III осциллографа будут показывать нуль.

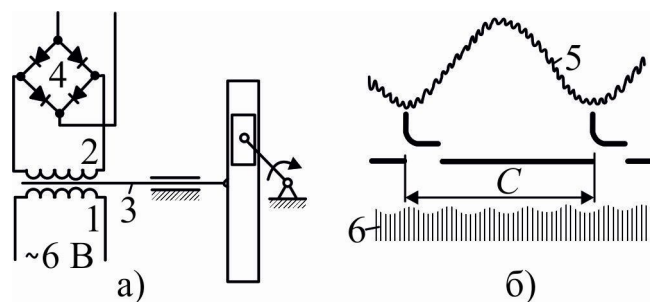


Рисунок 16.5 – Индуктивный датчик линейных перемещений:

а – схема; б – осциллограмма

Масштабный коэффициент перемещений

$$\mu_s = \frac{S}{y_{\max}} \text{ м/мм}, \quad (16.1)$$

где S – ход звена;

y_{\max} – максимальная ордината осциллограммы 5.

Масштабный коэффициент времени

$$\mu_t = \frac{\tau k}{c} \text{ сек/мм}, \quad (16.2)$$

где τ – время, протекающее между двумя отметками хронографа;

k – число отметок времени за цикл;

c – расстояние на пленке между началом и концом цикла перемещений звена.

Реохордный датчик угловых перемещений состоит из проволочного сопротивления реохорда l (рис. 16.6), уложенного по окружности вала. В данном случае перемещается измерительная часть моста, смонтированная на валу, а контакт 2, скользящий по реохорду, закреплен неподвижно на станине. Запись на осциллограмме получают в виде наклонных линий, соответствующих одному обороту вала. При равномерном вращении вала эти линии будут прямыми, параллельными друг другу, при переменной угловой скорости линии на осциллограмме получаются кривыми. Обработка этих кривых позволяет определить интервалы времени перемещения вала на доли оборота.

С этой целью ординату y кривой перемещений, соответствующую одному обороту вала, делят на n равных частей. Проведя через точки деления прямые, параллельные оси x времени, до пересечения с кривой перемещений, получают ряд точек, ординаты которых отсекут на оси абсцисс участки, соответствующие интервалам времени части оборота вала.

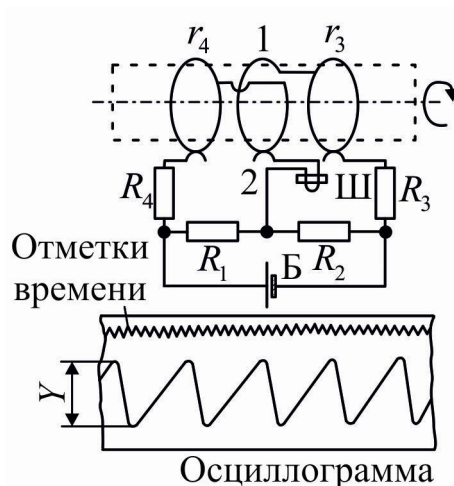


Рисунок 16.6 – Реохордный датчик угловых перемещений

Для исследования перемещений звеньев современных машин часто применяют скоростную киносъемку с экспонированием до 4 200 кадров в секунду (современные высокоскоростные фоторегистрирующие установки позволяют регистрировать процессы с частотой до 10 000 000 кадров в секунду). При этом на каждом кадре получают особое положение исследуемой системы, что позволяет определять перемещения звеньев при проектировании киноленты на экран или при обработке ее отпечатков на фотобумаге.

При проектировании фильма со скоростью 16 кадров в секунду явления, заснятые камерой СКС-1 со скоростью 2 200 кадров в секунду, наблюдаются замедленными в 138 раз. Это позволяет рассмотреть и анализировать процессы, не различимые при нормальном движении. Для контроля времени при съемке пользуются неоновой лампой, дающей регламентированные вспышки, отмечаемые на краю киноленты. Длина каждой отметки времени зависит от скорости движения пленки при съемке. Например, при съемке фрикционно-кулачкового механизма (рис. 16.7) между двумя отметками разместилось 17,5 кадров. Неоновая лампа МН-7 давала 100 вспышек в секунду и отметки времени производились через 0,01 с интервал Δt времени между соседними кадрами составил

$$\Delta t = \frac{0,01}{17,5} = 0,00057 \text{ сек.}$$

Киносъемку следует выполнять по намеченной программе, фиксируемой в таблице эксперимента (например, таблица 16.1).

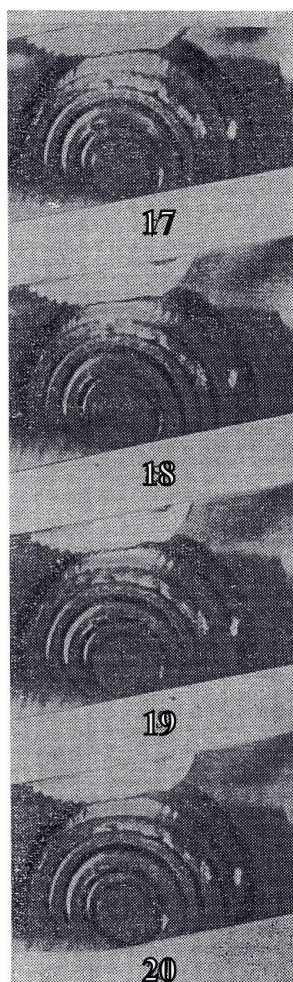


Рисунок 16.7 – Кадры киносъемки кулачкового механизма

Таблица 16.1 – Программа киносъемки

№ эпизода	Объект съемки	№ кадра	Поставленная задача	Содержание эпизода	Характеристика съемки	Пример
1	2	3	4	5	6	7

В графе 7 указывают скорость работы машины, число снимаемых кадров в секунду, интервал времени между соседними кадрами, тип съемочной камеры.

Киносъемка фрикционно-кулачкового механизма зафиксировала процессы отрыва и проскальзывания элементов высшей кинематической пары при различных режимах работы машины. Этот метод позволил определить величины возникающих зазоров между профилем кулачка и ведущим цилиндром, что иным путем осуществить не удавалось.

16.2 Измерения и записи скоростей

График $s(t)$ «перемещение – время», записанный каким-либо прибором, позволяет путем графического дифференцирования определить зависимость

«скорость – время». Для этого следует определить масштабы кривой $s(t)$. Масштабный коэффициент μ_s определяют по формуле (16.1), а масштабный коэффициент μ_t – по формуле (16.2). Средняя скорость v_i звена на рассматриваемом интервале времени определить по формуле

$$v_i = \frac{\mu_s}{\mu_t} \frac{\Delta y}{\Delta t} \text{ м/с}, \quad (16.3)$$

где Δy – приращение ординаты перемещения на графике в рассматриваемый период;

Δt – соответствующее приращение абсциссы времени.

Изменение скорости вращения, выражаемой числом n оборотов в минуту, производят тахометром. Наиболее распространены центробежные тахометры, в которых центробежная сила вращающейся массы, зависящая от угловой скорости, вызывает отклонение стрелки.

Центробежный тахометр с кольцевой массой имеет схему, показанную на рисунке 16.8. при вращении вала 1 кольцо 2 под действием центробежных сил стремится занять положение. Перпендикулярное к оси вала. При этом натягивается спиральная пружина 3, которая одним концом прикреплена к кольцу, а другим к валу. Кольцо связано тягой 4 с ползуном-муфтой 5, который соединен тягой с зубчатым сектором 7, передающим вращение шестеренке 8 со стрелкой-указателем 9.

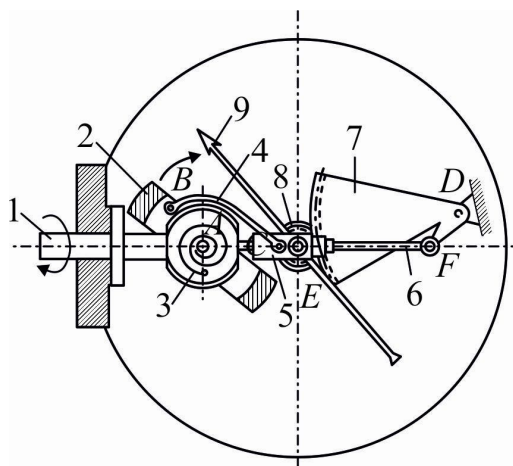


Рисунок 16.8 – Центробежный тахометр

В зависимости от величины угловой скорости вала 1 кольцо 2 отклонится на больший или меньший угол, что регистрируется стрелкой, указывающей на шкале соответствующее число n оборотов в минуту вала.

Тахограф представляет собой тахометр, к которому присоединено устройство для записи кривой изменения скорости вращения вала в зависимости от времени. На движущуюся ленту регистрирующего устройства наносят масштабные линии, указывающие значения ординат записываемой кривой $n(t)$.

Отметки времени наносятся на ленту пером хронографа.

Определение угловой скорости ω и неравномерности вращения вала можно производить с помощью импульсного магнитоэлектрического датчика, основной частью которого является зубчатый железный диск 1 (рис. 16.9) с постоянным шагом. При вращении диска зубцы проходят вблизи полюсов 2 постоянного магнита, имеющего катушку 3, соединенную со шлейфом осциллографа 4.

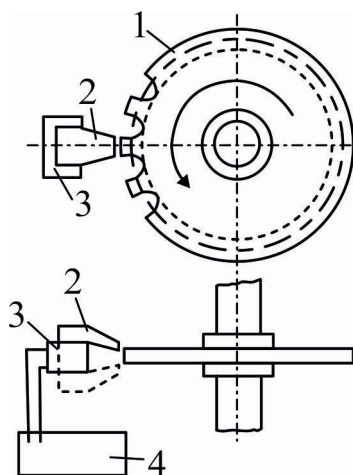


Рисунок 16.9 – Магнитоэлектрический датчик угловых перемещений

При прохождении зубца в катушке индуцируется ток, и на осциллограмме получается отметка. При прохождении впадины ток исчезает. Неравенство расстояний между отметками будет соответствовать неравномерности вращения вала.

Зная масштаб записи времени на осциллограмме, можно определить время Δt поворота на угол $\Delta\varphi$, заключенный между двумя зубцами и затем рассчитать угловую скорость вала на этом участке $\omega_i = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$.

Средняя угловая скорость определится по времени полного оборота. По этим значениям может быть построен график $\omega(\varphi)$ угловых скоростей в функции угла поворота и рассчитан коэффициент неравномерности

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}}.$$

Датчик линейной скорости позволяет определить изменения скорости не только при установившемся движении, но и в процессе разбега или выбега машины. Для этой цели применяют постоянный магнит, в поле которого перемещается катушка. Метод основан на явлении электромагнитной индукции, благодаря которой в катушке индуцируется электродвижущая сила и появляется ток.

Величина E э. д. с. пропорциональна скорости v перемещения подвижных частей датчика:

$$E = Blv10^{-8},$$

где B – магнитная индукция;

l – длина провода.

Датчик (рис. 16.10) состоит из постоянного подковообразного магнита 1, между полюсами которого зажата немагнитная вставка 2 (эбонит, текстолит) с двумя отверстиями, расположенными по средней линии полюсов магнита. В отверстия вставлена катушка 3 изогнутой формы с сердечником из мягкой стали. Обмотка катушек сделана из изолированной медной проволоки. Длина катушки должна немного превышать величину перемещения, на котором измеряется скорость. Обычно катушка соединяется жестко с исследуемым звеном, а более тяжелый магнит укрепляется неподвижно на станине у места измерения. Соединив концы катушки со шлейфом осциллографа, можно непосредственно записать линейную скорость возвратно-поступательного движения, как показано на рисунке 16.10, б, где представлена осциллограмма скорости ползуна кривошипно-шатунного механизма.

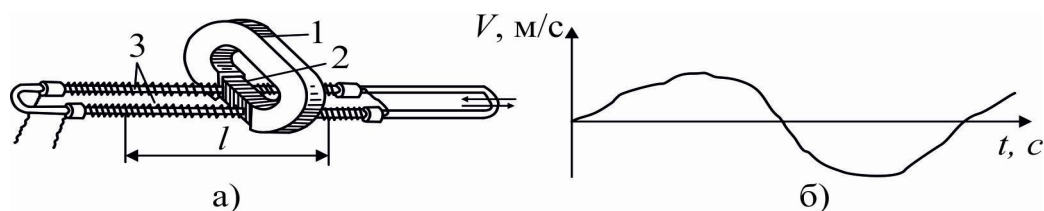


Рисунок 16.10 – Магнитоэлектрический датчик линейных скоростей:

а – схема; б – осциллограмма

Масштабный коэффициент μ_v находят исходя из того, что перемещение определяется как интеграл скорости:

$$s = \int_0^t v dt = \mu_v \mu_t \int_0^x y_v dx = \mu_v \mu_t F,$$

где F – площадь, ограниченная кривой $v(t)$ и осью абсцисс на выбранном перемещении s .

Следовательно,

$$\mu_v = \frac{s}{F\mu_t} \text{ м/с}\cdot\text{мм.} \quad (16.4)$$

Здесь площадь F определяют с помощью планиметра или кальки с миллиметровой сеткой, коэффициент μ_t рассчитывают по формуле (16.2).

К звену механизма, у которого измеряют скорость поступательного движения, прикрепляют белый экран с черным треугольником. В процессе движения этот экран, освещаемый импульсно через равные промежутки времени, фотографируют с большой экспозицией. В результате эксперимента на снимке получают ряд треугольников. Кривая, соединяющая вершины этих треугольников, представляет собой график $v(s)$ усредненной скорости звена как функцию положения механизма. В случаях периодического изменения скорости звена с достаточной частотой график хорошо наблюдается визуально.

Для измерения угловой скорости вместо треугольника применяют две противоположные архимедовы спирали, выходящие из центра вращения звена.

Теоретическое обоснование метода заключается в следующем. Пусть равнобедренный треугольник $A_0B_0C_0$ (рис. 16.11) передвигается поступательно вдоль оси x со скоростью v , причем сторона B_0C_0 параллельна оси x . Положения треугольника, следующие через равные промежутки времени Δt , указаны на рисунке пунктиром.

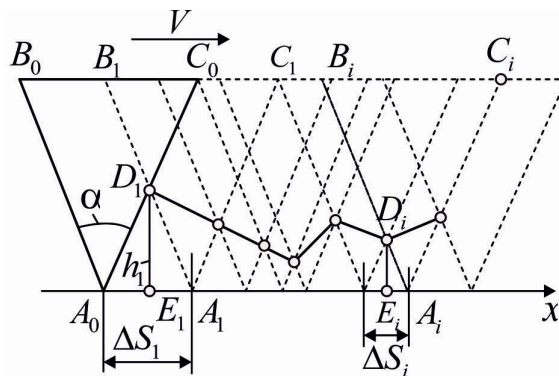


Рисунок 16.11 – Получение графика усредненной скорости

Точки пересечения противоположных сторон треугольника в соседних положениях обозначены буквами D , расстояние между точками $A - \Delta s$.

Отрезок DE , перпендикулярный оси x , обозначим через h . Очевидна зависимость

$$\Delta s_i = 2h_i \tan \frac{\alpha}{2}. \quad (16.5)$$

Так как положения $0, 1, 2, \dots, i$ треугольника отмечены через равные интервалы времени Δt , то отношение $\frac{\Delta s_i}{\Delta t}$ представит среднюю скорость движения треугольника в рассматриваемом интервале:

$$v_i = \frac{2tg \frac{\alpha}{2}}{\Delta t} h_i. \quad (16.6)$$

Кривая, проходящая через точки D_i , представляет собой в масштабе $\mu_v = \frac{2tg \frac{\alpha}{2}}{\Delta t}$ график усредненной скорости. Чем меньше величина Δt , тем ближе график усредненной скорости к графику истинной скорости.

16.3 Измерение и запись ускорений

Экспериментальное измерение ускорений звеньев машин необходимо для учета инерционных и ударных нагрузок. В современных машинах ускорения составляют обычно десятки g , достигая величин $100 \div 150g$. Ускорения, возникающие при ударах, измеряются сотнями и тысячами g .

При исследовании машин встречаются две задачи измерения ускорений: определение пика ускорений и регистрация времени нарастания ускорения. Соответственно существуют две группы приборов для измерения ускорений – акселерометров:

- а) максимальные;
- б) для записи измерения процесса во времени.

Существуют различные методы измерения ускорений.

Линейное ускорение во вращательном движении можно определить дифференцированием экспериментальной зависимости $s(t)$ или по отметкам электроконтактного устройства (рис. 16.2).

В последнем случае, разделив длину Δl_i интервала между двумя смежными засечками на ленте на скорость $v_{\text{л}}$ ленты, получим время, за которое ползун проходит соответствующий отрезок пути s_i ,

$$t_i = \frac{l_i}{v_{\text{л}}}. \quad (16.7)$$

Средняя скорость движения исследуемого звена на данном отрезке Δs_i пути определится формулой

$$v_i = \frac{\Delta s_i}{t_i}, \quad (16.8)$$

а средняя величина ускорения ползуна на двух соседних интервалах i, k может быть рассчитана по формуле

$$a_i = \frac{v_i - v_k}{\frac{t_i + t_k}{2}} = 2 \frac{v_i - v_k}{t_i + t_k}. \quad (16.9)$$

Для непосредственного измерения и записи ускорений применяют акселерометры различных типов.

Современные максимальные акселерометры обычно построены на принципе обрыва контакта. Например, существует акселерометр с восемью консольными балочками, снабженными грузами на конце. Эти балочки изогнуты с помощью винтов, упирающихся в грузы, и соединены каждая с неоновой лампой. Контакт между винтами и грузами нарушается, если сила инерции превысит силу предварительного поджатия той или иной балочки. Лучи от лампочек падают на равномерно перемещаемую фотопленку, в результате чего на пленку записываются прямые линии. При нарушении контакта соответствующая линиям прерывается, информируя об ускорении, величину которого определяет сила поджатия соответствующей балочки. Наличие нескольких контактов позволяет установить также изменение ускорения в процессе работы машины.

Простая конструкция датчика линейных ускорений, позволяющего записать процесс во времени, представляет собой бронзовую пластинку 1 (рис. 16.2), установленную вертикально и закрепленную у основания прибора. На свободном верхнем конце пластинки укреплен инертная масса – стальной шарик 2. при движении основания 3 прибора пластинка будет изгибаться под действием инерции груза на величину, пропорциональную ускорению.

Деформация изгиба пластинки измеряется с помощью проволочных датчиков 4 и 5, наклеенных с обеих сторон на пластинку и составляющих два плеча измерительного моста, включенных в измерительную схему на входе усилителя.

Деформация пластинки изменяет геометрические размеры проволочного сопротивления, и тем самым изменяет его омическое сопротивление.

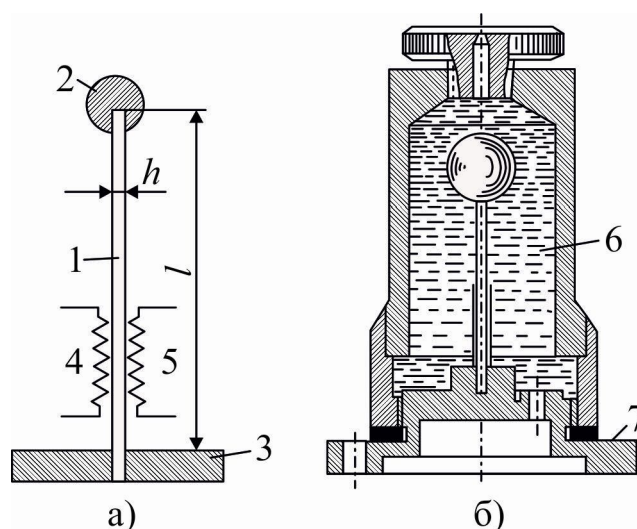


Рисунок 16.2 – Акселерометр линейных ускорений:
а – схема; б – конструкция

Пройдя усилитель, ток, пропорциональный ускорению, поступает на шлейф осциллографа, записывающего зависимость $a(t)$ ускорения по времени. Чувствительность таких датчиков уменьшается с увеличением частоты собственных колебаний балочки, зависящей от ее размеров h и l , массы и материала.

Улучшение измерительных свойств датчика достигается его демпфированием вязкой жидкостью $б$ (рис. 16.12, б), которой заполняют полость прибора. В качестве демпфирующей жидкости применяют органические полимеры с добавлением вазелинового масла. От проволочных датчиков делают выводы, соединяемые с клеммами на корпусе 7.

Измерение угловых ускорений осуществляют датчиками с дифференцирующими электрическими устройствами и инерционными датчиками. Первые, применяемые для измерения малых ускорений, имеют датчики угловых скоростей генераторного типа с трансформером на его выходе. При постоянной угловой скорости в первичной обмотке трансформатора будет протекать ток, а во вторичной тока не будет. При изменении угловой скорости во вторичной обмотке индуцируется ток, пропорциональный изменению угловой скорости, т. е. угловому ускорению.

Инерционные датчики основаны на относительном перемещении инертной массы, деформирующей упругую деталь с датчиками проволочного сопротивления, например датчик с подвижным диском l (рис. 16.13), свободно вращающимся на шариковых подшипниках. С диском связаны две балки, укрепленные одним концом на диске, а другими концами – корпусе 2. При неравномерном вращении датчика диск вследствие инерции будет отставать или опережать измеряемое вращение и изгибать балки на величину,

пропорциональную угловому ускорению. Проволочные сопротивления включены так, чтобы исключить влияние на показания прибора собственного веса балок и их растяжений центробежной силой.

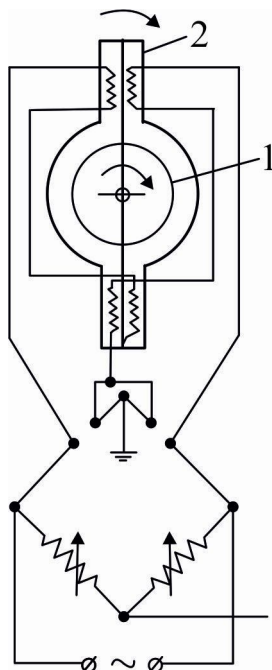


Рисунок 16.13 – Акселерометр угловых ускорений

Измерение угловых ускорений осложняется необходимостью иметь токосъемные вращающиеся контакты для соединения вращающихся датчиков с усилительной и регистрирующей аппаратурой.

Измерение ускорений при ударе отличается необходимостью улавливать процессы, происходящие в десяти- и сотысячные доли секунды. При ударе наблюдается вибрация и повторные удары, вызывающие колебания, передаваемые измерительному устройству. Возникающие при этом резонансные колебания фиксируются осциллографом и затрудняют анализ результатов опыта. Поэтому датчики ударных ускорений должны иметь высокую частоту собственных колебаний. Для регистрации таких ускорений необходимы специальные усилители и безынерционная регистрирующая аппаратура.

Датчик ударных ускорений с проволочными сопротивлениями (рис. 16.14, а) состоит из стальной или бронзовой скобы 1 с грузом 2, изготовленными из одного куска металла. Тензодатчики проволочного сопротивления наклеены на внутреннюю и внешнюю боковые поверхности скобы и измеряют ее деформацию при ударе. Винтом 3 датчик крепится к испытуемому звену машины. Стальной датчик ударных ускорений, изготовленный лабораторией динамики машин института машиноведения, имеет собственную частоту более 3 кГц.

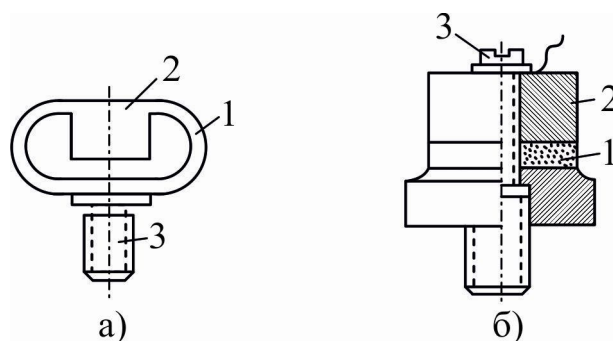


Рисунок 16.14 – Датчики ударных ускорений:

а – с проволочными сопротивлениями; б – с пьезокерамическим элементом

Более высокую частоту собственных колебаний имеют пьезокерамические датчики. Например, датчик для измерения максимальных ускорений при ударах (рис. 16.14, б) имеет пьезокерамический элемент 1 из титаната бария, выполненный в виде шайбы диаметром 25 мм и толщиной 2,5 мм с центральным отверстием 5 мм. При ударной нагрузке на поверхности пьезокерамики возникает электрический заряд, пропорциональный приложенному инерционному давлению. Керамика допускает нагрузку до $8\,000\text{ Н/см}^2$ при деформации в 0,0001 %. На пьезокерамическую шайбу наложен груз 2, прижатый изолированным винтом 3. Пьезокерамические датчики имеют собственную частоту порядка 20 кГц.

16.4 Измерение сил и моментов сил

Экспериментальное определение сил и моментов сил называется динамометрией. Предназначенные для измерения сил приборы именуются динамометрами, а при наличии регистрирующего устройства – динамографами.

Приборы, измеряющие и регистрирующие крутящие моменты, называют соответственно крутильными динамометрами или динамографами.

Измерение и регистрацию удельных давлений производят с помощью манометров, манографов, индикаторов и пиметров. Последний из названных типов приборов отмечает величину среднего давления.

Измерение напряжений и мгновенных деформаций и их регистрацию производят с помощью тензометров и тензографов, а измерение и регистрацию крутильных деформаций и их частот – посредством вибрографов и торсиографов.

При испытании машины параллельно с ее динамическими и вибрационными измерениями проводят также тахометрирование и снятие цикловой диаграммы. Каждый динамометр или динамограф состоит из трех основных элементов и устройств: чувствительного элемента, преобразующего и передаточного устройств и регистрирующего устройства.

Конструктивное сочетание чувствительного и преобразующего элементов называют датчиком.

Датчики, использующие механический или гидравлический принцип действия, относятся к инерционным, а датчики, построенные на электрическом принципе действия, – к безынерционным.

В механических динамометрах и динамографах чувствительный элемент, выполненный в виде пружины (рис. 16.15) или торсионного валика, при измерении сил деформируется. Эта деформация записывается регистрирующим устройством на ленту, перемещающую с постоянной скоростью.

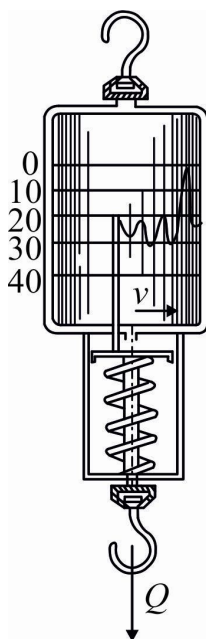


Рисунок 16.15 – Механический динамограф

При определении средних значений измеряемых величин применяют механические динамометры рычажного, маятникового и зубценажимного типа.

Поскольку вся энергия, расходуемая на приведение в движение машины, проходит также и через кинематическую цепь механизма ротационного динамометра, естественно, что реактивная нагруженность кинематических пар пропорциональна измеряемой нагрузке. Эту реактивную нагрузку одной из кинематических пар динамометра можно измерить различными способами.

В гидравлических динамографах измеряемая сила давит на жидкость. Это давление и измеряется.

В динамографах с электрическими датчиками регистрируют изменение одного из параметров электрического контура – индуктивного сопротивления, омического сопротивления или емкости. Например, в индуктивном датчике (рис. 16.6, а) изменение нагрузки приводит к перемене величины воздушного зазора δ , который меняет коэффициент самоиндукции; в датчике с угольным

сопротивлением (рис. 16.16, б) при изменении нагрузки P меняется сопротивление R угольного столбика, состоящего из ряда пластин, если на испытываемую деталь наклеить проволочное сопротивление (рис. 16.16, в), то относительное изменение деформации ϵ проволоки изменит величину омического сопротивления датчика; если действующее усилие будет изменять воздушный зазор δ между пластинами (рис. 16.16, г), то изменится емкость c конденсатора. Перечисленные параметры (коэффициент самоиндукции, омическое сопротивление, емкость конденсатора) и подлежат измерению и регистрации. На практике применяют также многие другие датчики, построенные на иных принципах действия.

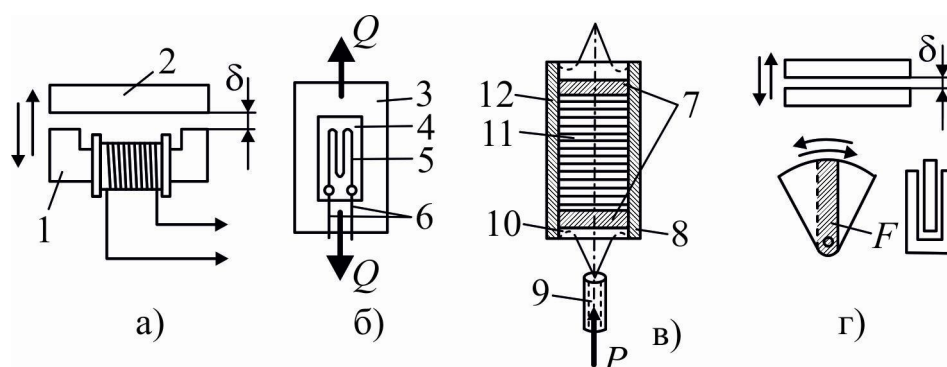


Рисунок 16.16 – Электрические датчики сопротивлений:

а – индуктивного; б – угольного; в – проволочного; г – емкостного;

1 – сердечник; 2 – якорь; 3 – деталь; 4 – бумага; 5 – проволока диаметром 0,03 мм; 6 – выводные концы; 7 – контактный латунный диск; 8 – слюдовая изоляция; 9 – винт; 10 – стальная эквивалентная накладка; 11 – графитовые диски; 12 – картонный корпус

Для измерения силы растяжения или сжатия шатуна или штока часто пользуются тензодатчиками проволочного сопротивления, наклеиваемыми непосредственно на звено машины. Для большей чувствительности датчика сечения детали ослабляют или оформляют в виде овального кольца (рис. 16.17). При растяжении или сжатии звена осевой нагрузкой кольцо 1 и наклеенные тензодатчики 2 и 3 деформируются. Очевидно, что деформации, а, следовательно, и изменение омических сопротивлений тензодатчиков 2 и 3 будут различны по знаку, что повышает чувствительность измерительного устройства. Тензодатчики включены в плечо измерительного моста. При нагружении звена происходит разбалансировка моста, пропорциональная действующей силе Q и регистрируемая гальванометром или шлейфом осциллографа.



Чувствительным элементом прибора является упругое кольцо 1 (рис. 16.18), жестко соединенное при помощи штока 2 с мембраной 3. Мембрана служит для передачи измеряемого давления и изоляции цилиндра датчика от полости цилиндра компрессора. При наличии давления кольцо деформируется, что вызывает деформацию проволочных датчиков 4, 5, 6, 7, наклеенных на кольцо.



179

Измерительный мост через усилитель присоединен к шлейфу осциллографа.

Мембрана зажата в корпусе 8 прибора с помощью винтовой пары, причем поверхность мембраны в месте зажима смазана вакуумной замазкой.

Кольцо посредством винта 13 закреплено на планках 11 и 12, которые присоединены к стойкам 14 и 10. Высота стоек и положение кольца регулируются при сборке прибора гайками 9 и 15. Крепление кольца на отдельных стойках обусловлено требованиями монтажа и наладки манометра и обеспечивает исключение влияния деформации корпуса прибора на его показания.

Для записи зависимости $M(t)$ изменения крутящего момента по времени обычно используют деформацию скручивания вала.

Измерение деформации осуществляется четырьмя датчиками проволочного сопротивления, наклеенными на вал под углом 45^0 к образующей.

Четыре наклеенных на вал датчика составляют измерительный мост. Неточности, возникающие от деформации сжатия или изгиба измерительного вала, устраняются указанным способом наклейки датчиков. При изгибе вращающегося вала расположенные попарно датчики деформируются на равную величину, но имеющую разные знаки. Равные деформации датчиков не нарушают баланса моста, вследствие чего изгиб вала не будет отмечаться шлейфом осциллографа, записывающим крутящий момент. При нагрузке вала (сжимающей или растягивающей силами) все наклеенные датчики изменят свои сопротивления на одну и ту же величину одного знака. Это вызовет равное для всех плеч моста изменение сопротивлений, что не нарушит его баланса. Таким образом, датчики измерят только деформацию кручения. Вращение вала обуславливает необходимость применения токосъемного устройства со скользящими контактами.

При записи изменений крутящего момента одновременно регистрируется скорость вращения вала.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Добровольский В. В. Теория механизмов / В. В. Добровольский. – М. : Машгизиздат, 1951. – 323 с.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов / И. И. Артоболевский. – М. : Изд. «Наука», 1965. – 414 с.
3. Антовиль Л. Б. Теория механизмов и машин / Л. Б. Антовиль. – М. : Машгизиздат, 1954. – 487 с.
4. Левенсон А. М. Теория механизмов и машин / А. М. Левенсон. – М. : Высшая школа, 1961. – 315 с.
5. Юдин В. А. Сборник задач и примеров по теории механизмов и машин / В. А. Юдин, Г. Левенсон Г. А. Барсов. – М. : Росвузиздат, 1963. – 287 с.
6. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А. С. Кореняко, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. – М. : Машгиз, 1960. – 374 с.
7. Юдин В. А. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М. : Гос. изд. физико-математической литературы, 1960. – 337 с.
8. Юденич В. В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В. В. Юденич. – М. : Высшая школа, 1962. – 421 с.
9. Юдин В. А. Механизмы приборов / В. А. Юдин. – М. : Искусство, 1952. – 307 с.
10. Юдин В. А. Проектирование кинематических схем механизмов / В. А. Юдин. – М. : Искусство, 1963. – 272 с.

Навчальне видання

**КОТУХ Володимир Григорович,
ПАЛЄЄВА Катерина Миколаївна**

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

(Рос. мовою)

*(для студентів 2 курсу денної та заочної форм навчання
освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр»
спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та технології)*

Відповідальний за випуск *І. І. Капцов*

За авторською редакцією

Комп'ютерний верстання *К. М. Палєєва*

План 2018, поз. 95Л

Підп. до друку 18.09.2018. Формат 60 × 84/16.

Друк на ризографі. Ум. друк. арк. 6,7.

Тираж 50 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач:

**Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.**

Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 5328 від 11.04.2017.